

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Справочник содержит технические данные по паровым турбинам, электрическим генераторам, конденсационным устройствам и вспомогательному оборудованию паротурбинных установок, предназначенных для тепловых электрических станций.

Справочник предназначен для теплотехников, занимающихся проектированием и эксплуатацией турбинных установок тепловых электростанций и для студентов энергетических специальностей.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Справочник содержит сведения по паровым турбинам, электрическим генераторам, конденсационным устройствам и вспомогательному оборудованию паротурбинных установок, предназначенных для тепловых электрических станций. По указанным типам оборудования приведены основные параметры и технические данные.

Для некоторых современных типов паровых турбин, электрических генераторов, конденсаторов и вспомогательного оборудования технические данные приводятся впервые.

П. Н. Шляхиным написаны семь глав справочника и составлены вспомогательные графики и таблицы к тексту.

М. Л. Бершадским разработаны таблицы технических характеристик для турбин, генераторов, конденсаторов и вспомогательного оборудования, а также подготовлены диаграммы режимов и другой графический материал.

Авторы приносят большую благодарность редактору С. Я. Куриц за проделанную им работу по редактированию и восполнению справочника дополнительными техническими сведениями.

Авторы

WWW.JANKO.FRONT.RU

6П2.23 Шляхин Павел Николаевич и Бершадский Михаил Леонидович
Ш 70 Краткий справочник по паротурбинным установкам. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
128 с. с черт.

6П2.23

Редактор С. Я. Куриц

Техн. редактор Н. И. Борнов

Сдано в набор 19/VIII 1961 г.

Подписано к печати 8/XII 1961 г.

Т-13187

Бумага 70×108¹/₁₆

10,96 печ. л.

Уч.-изд. л. 2,2

Тираж 25 000 экз.

Цена 61 коп.

Зак 526

Типография Госэнергоиздата. Москва, Шлюзовая наб., 10.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 3

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

1-1. Основные определения и понятия о паротурбинной установке	5
1-2. Назначение и типы паровых турбин	5
1-3. Основные уравнения мощности и к. п. д. конденсационной турбины без отборов пара	9
1-4. Основные уравнения мощности и к. п. д. конденсационной турбины с отборами пара для регенеративного подогрева питательной воды	10
1-5. Потери в турбине. Тепловой процесс турбинной ступени	12
1-6. Конденсационные турбины без регулируемых отборов пара	16
1-7. Уравнение мощности конденсационной турбины с регенеративными отборами и одним регулируемым отбором пара. Диаграмма режимов	21
1-8. Уравнение мощности конденсационной турбины с регенеративными отборами и двумя регулируемыми отборами пара. Диаграмма режимов	25
1-9. Конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара	29
1-10. Турбины с противодавлением	29

ГЛАВА ВТОРАЯ

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

2-1. Общие сведения о конденсационных устройствах	68
2-2. Основные уравнения для теплового расчета конденсатора	69
2-3. Основные размеры конденсатора	72
2-4. Паровое и гидравлическое сопротивления конденсатора	73
2-5. Конструкции конденсаторов	74
2-6. Характеристики конденсаторов	77
2-7. Пароструйные эжекторы	83
2-8. Конденсатные и циркуляционные насосы	88

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ТУРБОГЕНЕРАТОРЫ

3-1. Турбогенераторы серии Т2 с воздушным охлаждением	9
3-2. Турбогенераторы с водородным охлаждением	9

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ДЕАЭРАТОРЫ, РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ, ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ И ПАРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

4-1. Деаэраторы	9
4-2. Регенеративные подогреватели низкого и высокого давлений	9
4-3. Испарительные и паропреобразовательные устройства	10

ГЛАВА ПЯТАЯ

МАСЛОСНАБЖЕНИЕ ТУРБОАГРЕГАТА

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБИНЫ. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ И ТУРБИННОГО ЦЕХА

6-1. Контроль за режимами работы турбин	10
6-2. Контроль за работой упорных подшипников	11
6-3. Контроль за вибрационным состоянием турбоагрегата	11
6-4. Контроль за качеством турбинного масла	11
6-5. Экономические показатели работы турбоустановки и турбинного цеха	11

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

7-1. Расход пара через сопловые решетки турбины при переменных режимах	11
7-2. Связь между давлениями в ступенях турбины и расходом пара	11
Приложения	12
Литература	3-я стр. об.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

1-1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОНЯТИЯ О ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКЕ

Паротурбинная силовая установка предназначена для преобразования тепловой энергии пара, получаемой в котле при сгорании топлива, в механическую энергию на валу турбины. На электрической станции эта механическая энергия превращается в электрическую энергию электрогенератора.

Принципиальная схема паротурбинной установки для привода электрогенератора приведена на рис. 1-1.

Свежий пар из котла, где он получил тепло сгоревшего топлива, поступает в турбину 1 и, расширяясь в ней, совершает работу, вращая ротор электрического генератора 2. По выходе из турбины пар поступает в конденса-

тор 3, где происходит его конденсация. Далее конденсат отработавшего пара посредством конденсатного насоса 4 прокачивается через подогреватель низкого давления 5 в деаэратор 6. Из деаэратора питательный насос 7 подает воду через подогреватель высокого давления 8 в котел.

Паровая турбина и электрогенератор составляют турбоагрегат.

Подогреватели 5 и 8 и деаэратор 6 образуют систему регенеративного подогрева питательной воды, которая использует пар из нерегулируемых отборов паровой турбины.

1-2. НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Стационарная паровая турбина является одним из элементов паротурбинной установки и предназначена для привода электрического генератора переменного тока, работающего с постоянным числом оборотов, равным 3 000 об/мин; отдельные типы паровых турбин предназначены также для обеспечения потребителей тепла тепловой энергией.

А. Типы и основные параметры

В соответствии с характером теплового процесса паротурбинной установки ГОСТ 3618-58 установил типы паровых турбин и номинальные значения их основных параметров, а также условную систему обозначений (табл. 1-1, 1-2 и 1-3).

Примеры условных обозначений вновь проектируемых турбин:

конденсационная турбина без регулируемого отбора пара мощностью

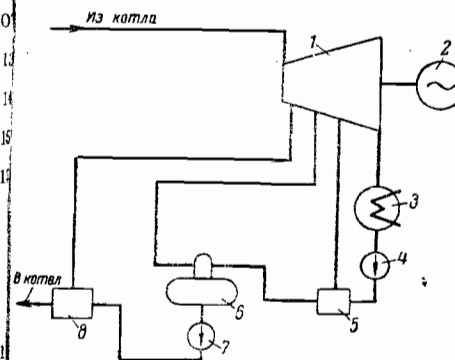


Рис. 1-1. Принципиальная схема паротурбинной установки.

1 — паровая турбина; 2 — электрический генератор; 3 — конденсатор; 4 — конденсатный насос; 5 — подогреватель низкого давления; 6 — деаэратор; 7 — питательный насос; 8 — подогреватель высокого давления.

Таблица 1-1

Турбины паровые на давление пара от 35 до 130 *ата* конденсационного типа без регулируемых отборов пара (основные параметры в соответствии с ГОСТ 3618-58)

Обозначение типоразмеров турбин		Номинальные значения параметров					
		Мощность (длительно развиваемая на зажимах генератора), <i>квт</i>	Начальные параметры пара		Температура промежуточного перегрева, °C	Температура регенеративного подогрева воды, °C	Температура охлаждающей воды, °C
новые проектируемых	ранее спроектированных		давление, <i>ата</i>	температура, °C			
K-6-35 K-12-35	AK-6 AK-12	6 000 12 000	35	435	—	145	25 20
K-25-90 K-50-90 K-100-90	BK-25 BK-50 BK-100	25 000 50 000 100 000	90	535	—	215	15 10; 15 10; 15
K-100-130 K-150-130* K-200-130	PBK-100 PBK-150* PBK-200	100 000 150 000 200 000	130	565	565	230	10, 15

* Турбина K-150-130 (PBK-150) по согласованию с заказчиком может изготавливаться на мощность 160 000 *квт*.

6 000 *квт* с начальным давлением 35 *ата* — турбина паровая K-6-35;

конденсационная турбина с теплофикационным регулируемым отбором пара мощностью 6 000 *квт* с начальным давлением 35 *ата* — турбина паровая T-6-35;

конденсационная турбина с производственным регулируемым отбором пара мощностью 6 000 *квт* с начальным давлением 35 *ата* (давление регулируемого отбора 5 *ата*) — турбина паровая П-6-35/5;

конденсационная турбина мощностью 50 000 *квт* с начальным давлением 130 *ата* и с двумя регулируемы отборами пара с производственным давлением 7 *ата* и теплофикационным — турбина паровая ПТ-50-130/7;

турбина с противодавлением мощностью 12 000 *квт* с начальным давлением 90 *ата* и конечным давлением (противодавлением) 13 *ата* — турбина паровая Р-12-90/13.

Б. Характеристика номинальных значений основных параметров

Номинальная мощность турбины — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать на зажимах электрогенера-

тора, при номинальных величинах основных параметров или при изменении их в пределах, оговоренных ГОСТ 3618-58.

Турбина с регулируемым отбором пара может развивать по условиям прочности ее деталей мощность выше номинальной. Наибольшая максимально допустимая мощность турбины достигается при величине регулируемого отбора пара, равном:

$$D_{от} = D_{0, макс} - D_{к, макс} \quad [m/ч],$$

где $D_{0, макс}$ — максимально допустимый расход свежего пара через часть высокого давления (ч. в. д.) турбины, *m/ч*;

$D_{к, макс}$ — максимально допустимый расход пара через часть низкого давления (ч. н. д.) турбины в конденсатор, *m/ч*.

Такой режим работы с максимальной допустимой мощностью для одноцилиндровых и двухцилиндровых турбин (с жесткими муфтами и одним упорным подшипником на два ротора) может быть разрешен при условии специальной проверки надежности работы упорного подшипника и если это допускает электрический генератор.

Экономическая мощность турбины — мощность, при которой

Таблица 1-2
Турбины паровые конденсационного типа с регулируемы отборами пара на давление пара от 35 до 130 *ата* (типы регулируемых отборов и основные параметры в соответствии с ГОСТ 3618-58)

Номинальные значения параметров													
Типы регули- руемых отбо- ров пара	Обозначение типоразмеров турбин		Мощность (длительно развиваемая на зажимах генератора), кВт	Начальные парамет- ры пара		темпера- тура, °C	Давление пара в отборе, атм					Температура регенеративно- го подогрева питательной воды, °C	Темпера- тура ох- лаждаю- щей воды, °C
	винов проектируе- мых	ранее спроект- тированных		давление, атм	темпера- тура, °C		1,2	5	7	10	13		
Теплофикационный	T-2,5-35 T-4-35 T-6-35 T-12-35	AT-2,5 AT-4 AT-6 AT-12	2 500 4 000 6 000 12 000	35	435	—	14 22 30 65	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	145	25 25 25 20
	T-25-90	BT-25	25 000	90	535	—	90	—	—	—	—	215	20
	П-0,75-35/5 П-1,5-35/5 П-2,5-35/5 П-4-35/5 П-6-35/5	АП-0,75 АП-1,5 АП-2,5 АП-4 АП-6	750 1 500 2 500 4 000 6 000	35	435	—	— — — — —	5 10 18 25 40	— — — — —	— — — — —	— — — — —	145	25
	ПТ-12-35/10	АПТ-12	12 000	35	435	—	40	—	—	50	—	145	20
Производ- ственный	ПТ-12-90/7 ПТ-12-90/10 ПТ-25-90/10 (ПТ-50-90/13)**	ВПТ-12 ВПТ-25 (ВПТ-50)**	12 000 12 000 25 000 50 000	90	535	—	25* 25 50 100	— — — —	30 35 70 —	— — — 140	— — — —	215	20
	ПТ-50-130/7 ПТ-50-130/13	ВПТ-50	50 000 50 000	130	565	—	80* 90	— —	120* —	— —	— 115	230	20
Производственный и теплофикационный	ПТ-50-130/7 ПТ-50-130/13	ВПТ-50	50 000 50 000	130	565	—	80* 90	— —	120* —	— —	— 115	230	20

* Приведенная в таблице величина отбора уточняется при проектировании.

** Типоразмер турбины, поставленный в скобках, изготавливается до 1935 г. включительно.

Таблица 1-3

Турбины паровые с противодавлением на давление пара от 35 до 130 ата
(основные параметры в соответствии с ГОСТ 3618-58)

Обозначение типоразмеров турбин		Номинальные значения параметров			
новые проектируемые	ранее спроектированных	Мощность (длительная развиваемая на зажимах генератора), кВт	Начальные параметры пара		Давление пара за турбиной, ата
			давление, ата	температура, °C	
P-1,5-35/3	AP-1,5-3	1 500	35	435	3
P-1,5-35/5	AP-1,5-5	1 500			5
P-1,5-35/10	AP-1,5-10	1 500			10
P-1,5-35/15	AP-1,5-15	1 500			15
P-2,5-35/3	AP-2,5-3	2 500			3
P-2,5-35/5	AP-2,5-5	2 500			5
P-2,5-35/10	AP-2,5-10	2 500			10
P-2,5-35/15	AP-2,5-15	2 500			15
P-4-35/3	AP-4-3	4 000			3
P-4-35/5	AP-4-5	4 000			5
P-4-35/10	AP-4-10	4 000			10
P-4-35/15	AP-4-15	4 000			15
P-6-35/3	AP-6-3	6 000			3
P-6-35/5	AP-6-5	6 000			5
P-6-35/10	AP-6-10	6 000			10
P-6-90/31	BP-6-31	6 000	90	535	31
P-12-90/7	—	12 000			7
P-12-90/13	—	12 000			13
P-12-90/18	BP-12-18	12 000			18
P-12-90/31	BP-12-31	12 000			31
(P-25-90/18)*	(BP-25-18)*	25 000			18
(P-25-90/31)*	(BP-25-31)	25 000			31
P-25-130/7	—	25 000			7
P-25-130/13	—	25 000			13
P-25-130/18	ПВР-25-18	25 000			18
P-25-130/31	—	25 000			31
P-50-130/7**	—	50 000			7
P-50-130/13**	—	50 000			13
P-50-130/18	—	50 000			18

* Типоразмер турбины, поставленный в скобках, изготавливается до 1965 г. включительно.

** Турбины P-50-130/7 и P-50-130/13 по согласованию с заказчиком могут выпускаться на пониженную (против номинальной) мощность в случае их изготовления на базе турбины ПТ-50-130/7.

турбина работает с наибольшей экономичностью¹. В зависимости от параметров свежего пара и назначения турбины номинальная мощность может быть равна экономической или больше ее на 10—25%.

Номинальная величина регулируемого отбора пара из турбины с одним регулируемым отбором — наибольшая величина отбора, при которой турбина развивает номинальную мощность; турбина с двумя регулируемыми отборами пара должна развивать номинальную мощность при номинальных величинах обоих регулируемых отборов.

Максимальная величина любого из

¹ Справедливо для конденсационных турбин.

регулируемых отборов пара у турбины с двумя регулируемыми отборами — наибольшая величина отбора, при котором сохраняется номинальная мощность турбины при нулевом втором регулируемом отборе.

Номинальная температура регенеративного подогрева питательной воды — температура питательной воды за последним (по ходу воды) подогревателем турбинной установки.

Номинальная температура охлаждающей воды — температура воды при входе в конденсатор, для которой завод-изготовитель турбины гарантирует расход пара или тепла на 1 киловатт-час электрической энергии, вырабатываемой турбиной.

В. Предельные отклонения от номинальных значений основных параметров в соответствии с ГОСТ 3618-58

1. Номинальная мощность турбины должна длительно обеспечиваться при следующих отклонениях величин параметров от их номинальных значений:

а) при одновременном изменении начальных параметров пара в пределах, указанных в табл. 1-4, но при номинальных параметрах промежуточного перегрева и при номинальной температуре охлаждающей воды;

Таблица 1-4

Предельные отклонения номинальных параметров свежего пара			
Номинальные значения		Предельные отклонения от номинальных значений	
давление, ата	температура, °C	давление, ата	температура, °C
35	435	32—37	420—445
90	535	85—95	525—540
130	565	125—135	555—570

б) при повышении температуры охлаждающей воды до 33° C, если начальные параметры пара и промежуточного перегрева при этом не ниже номинальных;

в) при изменении температуры промежуточного перегрева пара в пределах 555—570° C;

г) при изменении давлений в регулируемых отборах пара и давлений за турбиной (противодавлений) в пределах, указанных в табл. 1-5;

Таблица 1-5

Предельные отклонения номинальных давлений регулируемых отборов пара и противодавлений		Номинальные давления, ата	
		в регулируемом отборе	противодавление
		в отборе	противодавление
1,2	—	0,7—2,5	—
—	3	—	2—4
5	5	4—7	4—7
7	7	5—9	5—9
10	10	8—13	8—13
13	13	10—16	10—16
—	15	—	13—17
—	18	—	15—21
—	31	—	29—33

д) при уменьшении величины регулируемого теплофикационного отбора пара (табл. 1-2) до нуля.

2. Отклонения величин регулируемых отборов пара от их номинальных значений (табл. 1-2) не должны превышать $\pm 10\%$.

3. Отклонения температуры регенеративного подогрева питательной воды от ее номинального значения (табл. 1-1 и 1-2) не должны превышать $\pm 10^\circ \text{C}$.

1-3. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ МОЩНОСТИ И К. П. Д. КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ БЕЗ ОТБОРОВ ПАРА

Внутренняя мощность

$$N_i = \frac{D_0 H_i}{860} [\text{кВт}], \quad (1-1)$$

где D_0 — расход пара через турбину (без учета утечек через уплотнения вала), кг/ч;

H_i — полезно использованный теплотерепад, ккал/кг, вычисляемый по формуле

$$H_i = H_0 \eta_{oi}, \quad (1-2)$$

где H_0 — располагаемый теплотерепад (рис. 1-2), ккал/кг;

η_{oi} — относительный внутренний (термодинамический) к. п. д. турбины, вычисляемый по формуле

$$\eta_{oi} = \frac{H_0 - \Sigma h_n}{H_0}, \quad (1-3)$$

где Σh_n — сумма внутренних потерь в турбине, ккал/кг.

Эффективная мощность на валу турбины (мощность, передаваемая генератору):

$$N_e = \frac{D_0 H_0 \eta_{oe}}{860} [\text{кВт}], \quad (1-4)$$

где η_{oe} — относительный эффективный к. п. д., вычисляемый по формуле¹

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_m, \quad (1-5)$$

¹ Если между турбиной и приводимой ею машиной установлен редуктор, значение эффективного к. п. д. необходимо умножить на к. п. д. редуктора η_r .

Диаграммный к. п. д. турбины (рис. 1-4)

$$\eta_{oi}^{т.д.} = \frac{h_i' + h_i'' + h_i''' + h_i^{iv}}{H_0} \quad (1-15)$$

1-5. ПОТЕРИ В ТУРБИНЕ. ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Потери, возникающие в турбине, разделяют на две группы: внешние, не влияющие на состояние пара, и внутренние, влияющие на изменение состояния пара.

А. Внешние потери

Механические потери связаны с преодолением вредных сопротивлений в опорных и упорных подшипниках турбины с затратой мощности на привод системы регулирования и масляного насоса. Эти потери учитываются механическим к. п. д. η_m , который принимается по графику (рис. 1-5).

В турбинах с водяными уплотнениями (рис. 1-6) на преодоление вредных сопротивлений дополнительно затрачивается мощность, величина которой определяется по формуле Флюгеля:

$$N \approx 3500 \left(\frac{n}{1000} \right)^3 r_3^5 \left[2 - \left(\frac{r_1}{r_3} \right)^5 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^5 \right] + 7050 \left(\frac{n}{1000} \right)^3 r_3^4 b \quad [квт], \quad (1-16)$$

где n — число оборотов ротора турбины в минуту;
 r_1 , r_2 и r_3 — радиусы, подставляются в соответствии с рис. 1-6, м;
 b — ширина колеса, м.

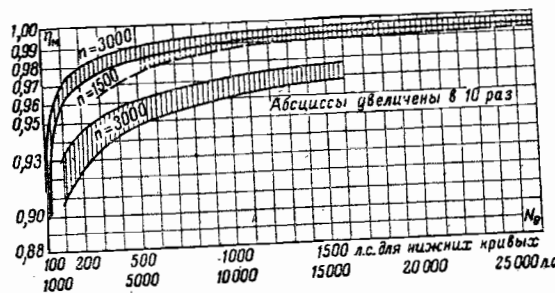


Рис. 1-5. Механический к. п. д. турбины.

Потери от утечек через концевые лабиринтовые уплотнения ротора

$$G_{ут.к} = 310 \mu_y F_y \sqrt{\frac{p_1}{\rho_1}} \times \sqrt{\frac{1-\epsilon^2}{z}} \quad [кг/сек], \quad (1-17)$$

где μ_y — опытный коэффициент, зависящий от формы и толщины кромок гребней; принимается по графику (рис. 1-7);

F_y — площадь зазора в уплотнении, $м^2$, вычисляемая по формуле

$$F_y = \pi d \delta_r;$$

d — диаметр уплотнения, м;
 δ_r — радиальный зазор, м;
 p_1 и v_1 — давление и удельный объем пара перед уплотнением, $атм$ ($кг/см^2$) и $м^3/кг$;

$\epsilon = \frac{p_2}{p_1}$ — отношение величины давления за уплотнением к давлению перед уплотнением;
 z — число гребней в уплотнении.

Б. Внутренние потери

Потеря в клапанах свежего пара при полном их открытии

$$\Delta p_{кл} = (0,03 \div 0,05) p_0, \quad (1-18)$$

где p_0 — давление свежего пара перед стопорным клапаном, $атм$.

Потеря в клапанах перепуска пара

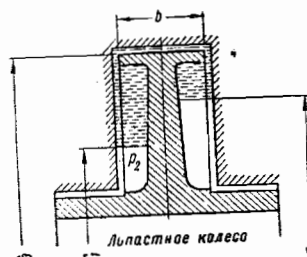


Рис. 1-6. Схема водяного уплотнения.

из камеры регулируемого отбора при полном их открытии¹

$$\Delta p_n = (0,03 \div 0,05) p_n \quad [атм], \quad (1-19)$$

где p_n — давление в камере регулируемого отбора, $атм$.

Потеря в перепускных трубах из одного корпуса турбины в последующий

$$\Delta p_{пе} = (0,01 \div 0,02) p_{пе} \quad [атм], \quad (1-20)$$

где $p_{пе}$ — давление пара перед перепускными трубами, $атм$.

Потеря в газовом промежуточном пароперегревателе и отсечных клапанах

$$\Delta p_{пп} = (0,10 \div 0,15) p_{пп} \quad [атм], \quad (1-21)$$

где $p_{пп}$ — давление пара, поступающего из турбины в паропровод промежуточного перегревателя, $атм$.

Потеря в сопловых и направляющих решетках

$$h_c = \frac{c_{it}^2 - c_i^2}{8378} = \frac{(1 - \varphi^2) c_{it}^2}{8378} =$$

$$= (1 - \varphi^2) \cdot (h_{01} + h_{в.с}^{np}) \quad [ккал/кг], \quad (1-22)$$

где c_{it} — теоретическая скорость пара по выходе из сопловой решетки, $м/сек$, вычисляемая по формуле

$$c_{it} = 91,5 \sqrt{h_{01} + \mu h_{в.с}^{np}};$$

$c_i = \varphi c_{it}$ — действительная скорость пара по выходе из сопловой решетки, $м/сек$;

¹ При частичном открытии перепускных клапанов потеря в них в зависимости от системы парораспределения и режима работы турбины может достигать 30 — 40 % и более.

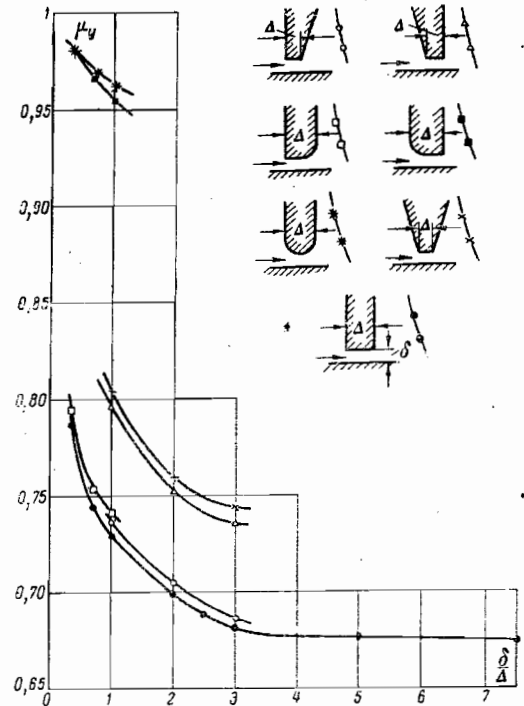


Рис. 1-7. Коэффициент расхода μ_y для учета утечки в лабиринтовых уплотнениях.

φ — коэффициент скорости пара в сопловых решетках (для ориентировочных расчетов по графику рис. 1-8);

h_{01} — располагаемый (изэнтропический) перепад тепла, срабатываемый в сопловой решетке, $ккал/кг$;

$h_{в.с}^{np}$ — энергия выходной скорости рабочей решетки предыдущей ступени, используемая в сопловой решетке данной ступени, $ккал/кг$;

μ — коэффициент использования энергии выходной скорости ($h_{в.с}^{np}$); для ориентировочных расчетов принимают $\mu = 1$.

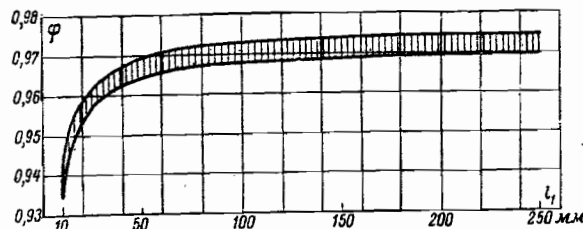


Рис. 1-8. Коэффициент скорости ϕ для ориентировочного расчета суживающихся сопловых решеток.

Потеря на рабочих решетках (на рабочих лопатках)

$$h_{w1} = \frac{\omega_{2t}^2 - \omega_1^2}{8378} = \frac{(1 - \phi^2) \omega_{2t}^2}{8378} = (1 - \phi^2) \times (h_{w1} + h_{02}) = (1 - \phi^2) (h_{w1} + \rho h_0) \text{ [ккал/кг]}, \quad (1-23)$$

где ω_{2t} — относительная теоретическая скорость пара на выходе из рабочей решетки, м/сек, вычисляемая по формуле

$$\omega_{2t} = 91,5 \sqrt{h_{w1} + \rho h_0};$$

$\omega_1 = \phi \omega_{2t}$ — действительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, м/сек;

ϕ — коэффициент скорости пара в рабочих решетках; для ориентировочных расчетов значения ϕ принимаются по графику (рис. 1-9);

$h_{w1} = \frac{\omega_1^2}{8378}$ — энергия относительной скорости (ω_1) при входе пара на рабочую решетку, ккал/кг;

$\rho = \frac{h_{02}}{h_0}$ — степень реакции;

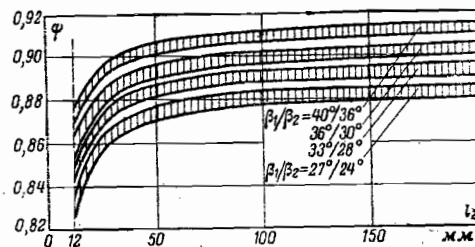


Рис. 1-9. Коэффициент скорости ϕ для ориентировочного расчета рабочих решеток активных турбин.

h_{02} и h_0 — располагаемый (изэнтропический) перепад тепла, срабатываемый на рабочей решетке и в турбинной ступени, ккал/кг.

Для ступеней с умеренной степенью реакции ($\rho = 0,1 \div 0,15$) ϕ принимают на 1—1,5% выше значения, получаемого по графику рис. 1-9; для ступеней с большой степенью реакции ($\rho \geq 0,4$) $\phi \approx 0,95 - 0,97$.

Потеря с выходной скоростью

$$h_{в.с} = \frac{c_2^2}{8378} \text{ [ккал/кг]}, \quad (1-24)$$

где c_2 — абсолютная скорость пара на выходе с рабочей решетки последней ступени турбины, м/сек.

Величина потери $h_{в.с}$ считается умеренной, если для конденсационной турбины $h_{в.с} = (0,02 \div 0,025) H_0$ и большой, если $h_{в.с} \geq (0,025 \div 0,035) H_0$.

Потеря на трение диска о пар и вентиляционные сопротивления

$$h_{т.в} = \frac{102 N_{т.в}}{427 G} = 0,239 \frac{N_{т.в}}{G} \text{ [ккал/кг]}, \quad (1-25)$$

где $N_{т.в}$ — мощность, затрачиваемая на трение диска о пар и на вентиляционные сопротивления, кВт, вычисляемая по формуле¹

$$N_{т.в} = \lambda [1,07 d^2 + 0,61 z (1 - s)] \times d l^{1,5} \frac{u^3}{10^6} \gamma \text{ [квт]}, \quad (1-26)$$

G — расход пара через ступень, кг/сек;

¹ Эмпирическая формула Стодоль.

λ — коэффициент, принимаемый для воздуха и высокоперегретого пара равным единице; для перегретого пара — 1,1—1,2 и для насыщенного пара — 1,3;

d — средний диаметр ступени, м;

z — число ступеней скорости, т. е. число рядов рабочих решеток на диске;

s — степень парциальности выпуска пара (характеризует неполный по окружности подвод пара к сопловым решеткам)¹;

l — высота решетки (для двух- и трехвенечных дисков подставляется средняя высота рабочих решеток), см;

u — окружная скорость на среднем диаметре рабочей решетки, м/сек;

γ — удельный вес пара, в среде которого вращается диск, кг/м³.

Концевые потери парциальной ступени (на выталкивание неподвижной относительно рабочих решеток массы пара):

а) для одновенечной регулирующей ступени

$$h_{в.к} = 0,11 \frac{B l_1''}{F_1} \times \eta_u m \cdot x_a h_0 \text{ [ккал/кг]}, \quad (1-27)$$

б) для двухвенечной регулирующей ступени

$$h_{в.к} = 0,11 \frac{B l_1'' + B_1 l_2''}{F_1} \times \eta_u m \cdot x_a h_0 \text{ [ккал/кг]}, \quad (1-27a)$$

где B и B_1 — ширина рабочих решеток первого и второго венцов, см;

l_1'' и l_2'' — высоты рабочих решеток первого и второго венцов, см;

F_1 — выходное сечение сопловых решеток, см²;

m — число пар концов сопловых сегментов (число групп сопловых решеток); при $s = 1$ величина $m = 0$;

$x_a = \frac{u}{c_a}$ — отношение окружной скорости на среднем диаметре ступени к теорети-

¹ Численное значение степени парциальности выпуска равно отношению длины дуги, занятой соплами, к длине окружности по среднему диаметру.

ческой скорости пара, вычисляемой по формуле

$$c_a = 91,5 \sqrt{h_0} \text{ [м/сек]};$$

η_u — относительный к. п. д. на ободе венца (лопаточный);

для одновенечной ступени

$$\eta_u = \frac{h_0 - h_c - h_l - h_{в.с}}{h_0};$$

для двухвенечной ступени

$$\eta_u = \frac{h_0 - h_c - h_l' - h_l'' - h_{в.с}}{h_0};$$

h_l' и h_l'' — потери на рабочих решетках первого и второго венцов, ккал/кг;

$h_{в.с}$ — потери в направляющей решетке второй ступени, ккал/кг [по формуле (1-22)].

Потери от утечек пара в ступенях турбины:

а) потери от утечек через диафрагменные уплотнения активных ступеней [подсчитываются по формуле (1-17)];

б) потери от утечек через уплотнения направляющих и рабочих решеток реактивных ступеней:

$$h_{ут} = \frac{\delta_r}{l \sin \alpha_1} (i_1 - i_2) \text{ [ккал/кг]} \quad (1-28)$$

или

$$h_{ут} = 1,72 \frac{\delta_r^{1,4}}{l} h_0 \text{ [ккал/кг]}, \quad (1-29)$$

где l — высота направляющей решетки, см;

α_1 — угол парового потока на выходе из направляющей решетки;

i_1 — теплосодержание (энтальпия) пара перед направляющей решеткой, ккал/кг;

i_2 — то же за рабочей решеткой с учетом всех потерь, кроме утечек, ккал/кг;

δ_r — величина радиального зазора, см.

Потери от влажности пара вычисляются по формуле¹

$$h_{вл} = (1 - x_{cp}) h_i \text{ [ккал/кг]}, \quad (1-30)$$

где $x_{cp} = \frac{x_1 + x_2}{2}$ — средняя степень сухости пара;

¹ Приближенная формула.

- x_1 — степень сухости пара перед диафрагмой (или направляющей решеткой);
- x_2 — степень сухости за рабочей решеткой;
- h_i — полезно использованный теплореперпад в ступени с учетом всех предыдущих потерь, кроме потерь от влажности, ккал/кг .

Потеря давления в выхлопном патрубке турбины:

$$\Delta p_{\text{пат}} = p_2 - p_{2k} = \lambda \left(\frac{c_n}{100} \right)^2 p_{2k} [\text{ата}], \quad (1-31)$$

где p_2 — давление за рабочей решеткой последней ступени турбины, ата ;

p_{2k} — давление пара в выхлопном патрубке (при входе в конденсатор), ата ;

λ — коэффициент, значения которого принимают равными 0,07—0,1 (для современных турбин с совершенными выхлопными патрубками $\lambda=0$);

c_n — скорость пара в выхлопном патрубке, м/сек .

В. Тепловой процесс турбинной ступени

На рис. 1-10 представлены диаграммы тепловых процессов промежуточных ступеней турбины: а) активной ступени ($\rho=0$), б) активной ступени

со степенью реакции $\rho > 0$ и в) реактивной ступени ($\rho=0,4-0,6$).

Тепловой процесс для последующих ступеней в случае использования энергии выходной скорости начинается из точки A_{20} в направлении к m . Если же энергия выходной скорости предыдущей ступени не используется в сопловых решетках последующей ступени, то тепловой процесс в последующей ступени начинается из точки A_2 в направлении к n .

1-6. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ БЕЗ РЕГУЛИРУЕМЫХ ОТБОРОВ ПАРА

Турбины небольшой и средней мощности заводы СССР изготовляют на средние и высокие параметры пара с сопловым парораспределением и двухвечными ступенями скорости.

Современные турбины большой мощности строятся на высокие и сверхвысокие параметры пара и, как правило, с сопловым парораспределением. Эти турбины изготовляются с одно- и двухвечными регулирующими ступенями. За последние годы ХТГЗ выпущена также серийная турбина мощностью 100 Мвт с дроссельным парораспределением и одновечной первой ступенью.

Технические данные, характеризующие серийные типы конденсационных турбин, приведены в табл. 1-6—1-9, типы комплектующего оборудования даны в приложении 1.

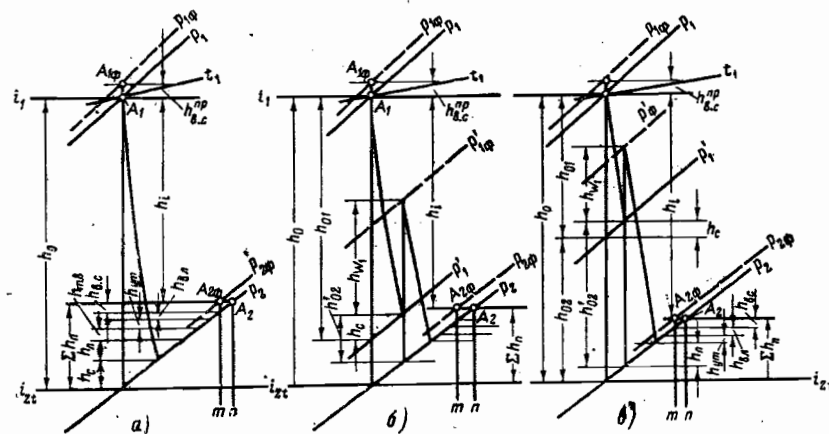


Рис. 1-10. Тепловой процесс турбинной ступени в i - s -диаграмме.

Таблица 1-6

Турбины паровые конденсационные без регулируемых отборов пара (технические данные)

Тип турбины	K-4-35 (AK-4-1)	K-6-35 (AK-6-1)	K-25-90 (BK-25-1)	K-50-90 (BK-50-1)	K-50-90 (BK-50-3)	K-100-90 (BK-100-2)	K-100-90 (BK-100-6)	K-100-90 (AKT-100)	K-150-130 (ПВК-150)	K-200-130 (ПВК-200)
Завод-изготовитель	НЗЛ	НЗЛ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ХТГЗ	ХТГЗ	ЛМЗ
Номинальная мощность, квт	4 000	6 000	25 000	50 000	50 000	100 000	100 000	100 000	150 000	200 000
Давление свежего пара, ата	35	35	500	500	535	500	535	535	565	565
Температура свежего пара, $^{\circ}\text{C}$	435	435	—	—	—	—	—	—	—	—
Температура промежуточного перегрева, $^{\circ}\text{C}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Число регулируемых отборов	3	3	6	5	8	5	8	7	7	7
Температура питательной воды, $^{\circ}\text{C}$	142	146	223	212	216	212	217	215	228	230
Давление отработавшего пара, ата	0,04	0,04	0,04	0,036	0,035	0,033	0,035	0,030	0,035	0,035
Номинальная температура охлаждающей воды, $^{\circ}\text{C}$	20	20	15	10	10	10	10	10	12	10
Расход охлаждающей воды, $\text{м}^3/\text{ч}$	1 400	2 000	5 000	8 000	8 000	16 000	16 000	16 400	20 800	25 000
Расход свежего пара при номинальной нагрузке, т/ч	19,4	28,5	106	191	186	377	363	366	436	564
Удельный расход пара при номинальной нагрузке (расчетный), $\text{кг/квт}\cdot\text{ч}$	4,85	4,75	4,25	3,82	3,72	3,77	3,63	3,66	2,90	2,82
Удельный расход тепла при номинальной нагрузке (расчетный), $\text{ккал/квт}\cdot\text{ч}$	—	2 930	2 460	2 280	2 215	2 250*	2 190	2 194**	2 010	2 000
Максимальный расход пара, т/ч	19,4	28,5	106	204	210	405	363	420***	465	594
через ч. в. д.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
через ч. с. д.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
через ч. н. д.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

* По результатам тепловых испытаний 2 367 $\text{ккал/квт}\cdot\text{ч}$.
 ** По результатам тепловых испытаний 2 198 $\text{ккал/квт}\cdot\text{ч}$.
 *** По результатам тепловых испытаний при нагрузке 118 000 квт .

Таблица 1-7

Турбины паровые конденсационные без регулируемых отборов пара (конструктивные, габаритные и весовые данные)

Тип турбины	К-4-35 (АК-4-1)	К-6-35 (АК-6-1)	К-25-90 (БК-25-1)	К-50-90 (БК-50-1)	К-50-90 (БК-50-3)	К-100-90 (БК-100-2)	К-100-90 (БК-100-4)	К-100-90 (ВКТ-100)	К-150-130 (ПБК-150)	К-200-130 (ПБК-200)
Число цилиндров	16	16	19	18	22	12+(5×2)	20+(5×2)	17+(4×2)	15+(6×2)	23+(4×2)
Число ступеней	16	16	19	18	22	12+(5×2)	20+(5×2)	17+(4×2)	15+(6×2)	23+(4×2)
Формула проточной части:										
для ч. в. д.	К+15Д*	К+15Д	К+18Д	К+17Д	Р+21Д**	К+11Д	Р+19Д	Р+16Д	Р+6Д	Р+11Д
для ч. с. д.	—	—	—	—	—	—	—	—	8Д	11Д
для ч. н. д.	—	—	—	—	—	5Д×2	5Д×2	4Д×2	6Д×2	4Д×2
Число выхлопов пара	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Торцовая площадь всех выхлопов, м ²	—	—	—	4,2	4,2	8,4	8,4	9,7	10,4	15,26
Ротор высокого давления:										
критическое число оборотов в минуту	1800	1800	2180	1795	1730	3620	1835	1630	2085	1750
полная длина ротора, мм	4217	4217	5463	6415	6433	5883	6479	5596	5935	4180
пролет между осями подшипников, мм	2900	2900	4138	4350	4838	3440	4754	4426	5109,5	4720
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	1250	1360	2110*	2665	2665	1449	1400	1524	1460	1050
вес ротора, т	4,8	5,2	13,4	16,6	18,6	10,6	12,6	12,2	12,8	8,0***
Ротор низкого давления:										
критическое число оборотов в минуту	—	—	—	—	—	1670	1675	2100	3600	1610
полная длина ротора, мм	—	—	—	—	—	5820	5805	6220	5480	7175
пролет между осями подшипников, мм	—	—	—	—	—	3890	3890	4472	4076	5030
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	—	—	—	—	—	2665	2665	2825	2905	2876

2

Продолжение

Тип турбины	К-4-35 (АК-4-1)	К-6-35 (АК-6-1)	К-25-90 (БК-25-1)	К-50-90 (БК-50-1)	К-50-90 (БК-50-3)	К-100-90 (БК-100-2)	К-100-90 (БК-100-4)	К-100-90 (ВКТ-100)	К-150-130 (ПБК-150)	К-200-130 (ПБК-200)
средний диаметр последней ступени, мм	—	1245	—	2000	2000	2000	2000	2085	2125	2100
длина рабочих лопаток последней ступени, мм	—	230	—	665	665	665	665	740	780	765
вес ротора, т	—	—	—	—	—	22	22,5	26,5	36	36
Полная длина турбины, мм	4795	4795	7074	7725	8900	12345	14700	13777	14440	20552
Полная длина турбоагрегата, мм	9432	9781	14058	16688	18560	23945	24630	25952	27805	30850
Число оборотов валаповоротного устройства в минуту	Ручной привод	1,5	4	3,4	3,5	3,4	3,4	2	3	3,4
Общий вес турбины, т	45	45	130	150	165	270	270	270	365	560
Вес наиболее тяжелой части турбины, т:										
при монтаже	11	11	35	50	50	75	75	70	73	122
при ревизии	10	10	16	23	23	35	40	48	30	80
Высота фундамента турбоагрегата, мм	5500	5500	6520	7000	6250	7550	7500	6990	8300	8200
Наименьшая высота подъема крока мостового крана над полом машинного зала, мм	4800	4800	6520	7000	6250	7550	7500	6990	8300	8200
Число конденсаторов	1	1	1	1	1	2	2	2	1	2

* Регулирующая ступень — колесо скорости (К) и 15 ступеней давления.

** Регулирующая ступень — ступень давления (Р) и 21 ступень давления.

*** Ротор среднего давления: критическое число оборотов в минуту 1780; полная длина 8076 мм; пролет между осями подшипников 4321 мм; вес ротора 12,8 т.

Таблица 1-8

Турбины паровые конденсационные без регулируемых отборов пара (нерегулируемые отборы пара на регенерацию при номинальных параметрах пара и мощности)

Тип тур-	Отбор пара на подогреватель, деаэрактор или испаритель	Греющий пар			Отбор за СГУ, т/ч	Тип тур-	Отбор пара на подогреватель, деаэрактор или испаритель			Отбор за СГУ, т/ч	Греющий пар			Отбор за СГУ, т/ч	температура, °С	давление, атм	количество, т/ч
		температура, °С	количество, т/ч	тип			температура, °С	количество, т/ч	тип		температура, °С	количество, т/ч	тип				
K-4-35 (AK-4-1)	1-й отбор (ПВД № 2)	240	0,28	K-100-90 (BK-100-2)	3-й отбор (ПВД № 3 и испаритель 1 ст.)	200	6,3	16,2/9,0									
	2-й отбор (деаэрактор)	155	0,70		4-й отбор (ПВД № 2 и испаритель 1 ст.)	129	—										
	3-й отбор (ПВД № 1)	89,5	1,3		5-й отбор (ПВД № 1)	78	16,7										
K-6-35 (AK-6-1)	1-й отбор (ПВД № 2)	253	2,1	K-100-90 (BK-100-5)	1-й отбор (ПВД № 8)	404	31,2	17,7									
	2-й отбор (деаэрактор)	149	0,79		2-й отбор (ПВД № 7)	346	16,2										
	3-й отбор (ПВД № 1)	89	2,2		3-й отбор (ПВД № 6 и деаэрактор)	294	8,7+4,0*										
K-25-90 (BK-25-1)	1-й отбор (ПВД № 5)	397	7,0	K-100-90 (BK-100-90)	4-й отбор (ПВД № 5)	194	4,81	17,2									
	2-й отбор (ПВД № 4)	272	0,6		5-й отбор (ПВД № 4)	18	17,2										
	3-й отбор (ПВД № 3 и испаритель 1 ст.)	224	6,1		6-й отбор (ПВД № 3)	20	18										
K-50-90 (BK-50-1)	1-й отбор (ПВД № 2 и испаритель 1 ст.)	128	2,6/3,9	K-100-90 (BK-100-100)	7-й отбор (ПВД № 3)	70	0,349	8,1+2,2*									
	2-й отбор (ПВД № 1)	80	4,6		8-й отбор (ПВД № 1)	23	0,1345										
	3-й отбор (ПВД № 5)	359	10,5		1-й отбор (ПВД № 7)	343	22,6										
K-50-90 (BK-50-1)	2-й отбор (ПВД № 4 и деаэрактор)	290	9,4/2,5	K-100-90 (BK-100-100)	2-й отбор (ПВД № 6)	192	13,39	21,4									
	3-й отбор (ПВД № 3 и испаритель 1 ст.)	217	9,6/4,4		3-й отбор (испаритель и деаэрактор)	12	8,15/6,0										
	4-й отбор (ПВД № 2 и испаритель 1 ст.)	131	7,6/7,7		4-й отбор (ПВД № 4)	14	15,160										
K-50-90 (BK-50-3)	1-й отбор (ПВД № 8)	410	10,5	K-150-130 (ПТК-150-130)	5-й отбор (ПВД № 3)	107	1,32	10,9									
	2-й отбор (ПВД № 7)	345	7,03		6-й отбор (ПВД № 2)	17	0,658										
	3-й отбор (ПВД № 6 и деаэрактор)	298	9,97+4,77*		7-й отбор (ПВД № 1)	19	0,252										
K-50-90 (BK-50-3)	4-й отбор (ПВД № 5)	196	4,82	K-150-130 (ПТК-150-130)	1-й отбор (ПВД № 8)	371	32,5	22,04									
	5-й отбор (ПВД № 3)	132	8,26		2-й отбор (ПВД № 7)	496	21,15										
	6-й отбор (ПВД № 2)	90,5	3,60		3-й отбор (деаэрактор)	421	12,5										
K-50-90 (BK-50-3)	7-й отбор (ПВД № 1)	73,7	3,08+1,81*	K-150-130 (ПТК-150-130)	4-й отбор (ПВД № 4)	203	7,06,0	15,02									
	8-й отбор (ПВД № 1)	52,7	4,32		5-й отбор (ПВД № 3)	203	7,06,0										
	1-й отбор (ПВД № 5)	360	22,8		6-й отбор (ПВД № 2)	17	1,45										
K-100-90 (BK-100-2)	2-й отбор (ПВД № 4 и деаэрактор)	298	19,5/4,9	K-200-130 (ПТК-200)	7-й отбор (ПВД № 1)	144	0,73	10,62									
	3-й отбор (ПВД № 1)	27,0	14,4/6,0		8-й отбор (ПВД № 1)	85	0,343										
	4-й отбор (ПВД № 5)	4	27,0		1-й отбор (ПВД № 7)	355	26										
K-100-90 (BK-100-2)	5-й отбор (ПВД № 3)	7	14,4/6,0	K-200-130 (ПТК-200)	2-й отбор (ПВД № 6)	345	23,3	38,8									
	6-й отбор (ПВД № 2)	298	19,5/4,9		3-й отбор (ПВД № 5 и деаэрактор)	12	34,3										
	7-й отбор (ПВД № 1)	4	22,8		4-й отбор (ПВД № 4)	15	10,6/6,0										
K-100-90 (BK-100-2)	8-й отбор (ПВД № 1)	298	19,5/4,9	K-200-130 (ПТК-200)	5-й отбор (ПВД № 3)	480	17,0/2,6*	17,0/2,6*									
	1-й отбор (ПВД № 5)	360	22,8		6-й отбор (ПВД № 2)	21	1,13										
	2-й отбор (ПВД № 4 и деаэрактор)	298	19,5/4,9		7-й отбор (ПВД № 1)	25	0,26										

• Пар из уплотнений.

Турбины паровые конденсационные без регулируемых отборов пара (гарантийные данные по экономичности при различных нагрузках)

Тип турбины		Мощность на за- мах ге- нерато- ра, квт	Кoeffи- ци- ент по- лезного действа ге- нерато- ра, %	Расход пара чер- ез сто- порный клапан, т/ч	Темпе- ратура пита- тельной воды, °C	Потеря давления в системе пропере- грева, атм	Темпе- ратура пара перед ч. п. д., °C	Удельный расход пара, кг/квт·ч	Удельный рас- ход пара, кг/квт·ч
К-100-90 (ВК-100-6)		100 000	99,0	363	217	—	—	3,63	2 190
		80 000	98,8	284	204	—	—	3,55	2 240
		60 000	98,5	212	188	—	—	3,53	2 300
К-100-90 (ВКТ-100)		102 140	99,0	373	215	—	—	3,66	2 200*
		103 200	99,0	373	215	—	—	3,62	2 210*
К-150-130 (ПВК-150)	С испарите- лями и бой- лерами	159 400	98,97	470,4	230	5	565	2,95	2 037
		150 000	98,95	436	228	4,68	565	2,90	2 041
		125 000	98,8	367	218	3,15	550	2,94	2 076
		100 000	98,7	298	208	3,15	530	2,98	2 129
	С испарите- лями, без бойлеров	162 100	99,02	470,4	230	5	565	2,90	2 004
		150 000	98,95	429	227	4,62	565	2,86	2 009
		125 000	98,8	362	218	3,8	548	2,90	2 032
		100 000	98,7	294	207	3,1	529	2,94	2 072
	Без испари- телей и без бойлеров	163 870	99,04	470,4	230	5	565	2,87	2 010
		150 000	98,95	423	226	4,56	565	2,82	2 016
		125 000	98,8	358	217	3,75	546	2,86	2 036
		100 000	98,7	290	207	3,05	528	2,90	2 077
К-200-130 (ПВК-200)		200 000	98,8	564	230	3,9	565	2,82	2 000
		175 000	98,78	491	222	2,8	550	2,81	2 020
		150 000	98,75	418	214	2,2	538	2,79	2 045

- * С испарителями.
- ** Без испарителей

1-7. УРАВНЕНИЕ МОЩНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМИ ОТБОРАМИ И ОДНИМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА. ДИАГРАММА РЕЖИМОВ

Электрическая мощность (на зажимах генератора) турбины с тремя нерегулируемыми отборами пара на регенерацию и с одним регулируемым отбором пара (применительно к тепловому процессу рис. 1-11)

$$N_3 = (N_{11} + N_{12}) \eta_m \eta_r = \left\{ \frac{D_0 H'_1 - D'_{0r} H''_1}{860} + \right. \\ \left. + \frac{D_K H''_1 - D'_{0r} H''_1 - D'''_{0r} (H''_1 - h'''_1)}{860} - \right. \\ \left. - \frac{D^{IV}_{0r} (H''_1 - h'''_1 - h^{IV}_1)}{860} \right\} \eta_m \eta_r [\kappa sm], \quad (1-32)$$

где N_{i1} и N_{i2} — внутренние мощности, развиваемые частями высокого и низкого дав-

лений (ч. в. д. и ч. н. д.)
турбины, квт;

D_0 — расход свежего пара через турбину, кг/ч;

$D_k - D''_{от}$ — расход пара через ч. н. д. турбины, кг/ч;

$D'_{от}, D'''_{от}$ и $D^{IV}_{от}$ — первый, третий и четвертый нерегулируемые отборы пара, кг/ч;

$D''_{от}$ — отбор пара на регенерацию из регулируемого отбора, кг/ч;

$h'_i; h''_i; h'''_i$ и h_i^{IV} — полезно использованные
теплоперепады,
ккал/кг.

Энергетическая характеристика турбины (диаграмма режимов)

а) Исходные условия для построения диаграммы.

1) $D_k = D_0$ — расход пара через ч. н. д. турбины при выключенных регенерации и регулируемом отборе;

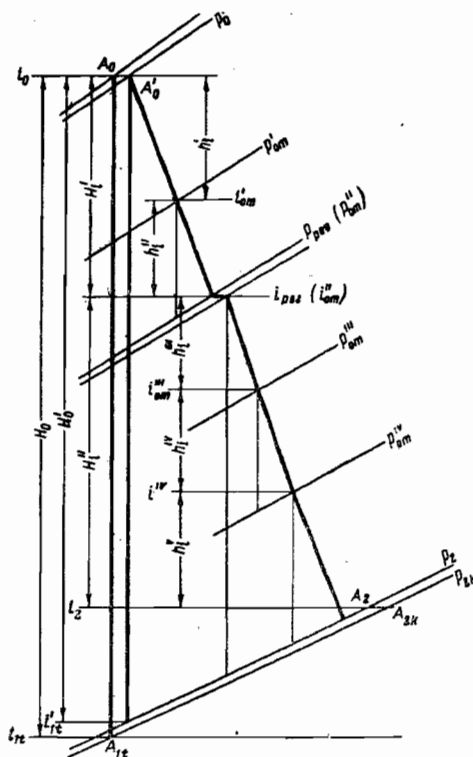


Рис. 1-11. Тепловой процесс турбины с тремя нерегулируемыми отборами на регенерацию пара и одним регулируемым отбором пара в i - s -диаграмме.

2) $D_k = D_0 - D'_{от} - D''_{от}$ — расход пара через ч. н. д. турбины при включен-

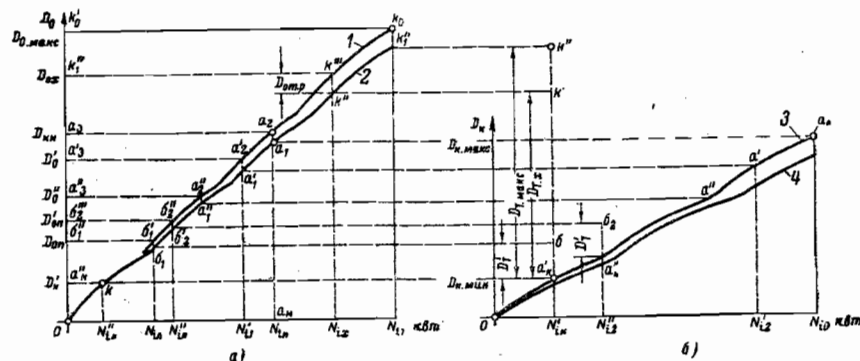


Рис. 1-12. Графики зависимости внутренних мощностей от расхода пара. а — ч. в. д. турбины; б — ч. н. д. турбины.

ной регенерации и выключенном регулируемом отборе;

3) $D_k = D_0 - D'_{от} - D''_{от} - D_r$ — расход пара через ч. н. д. турбины при включенных регенерации и регулируемом отборе (D_r — регулируемый отбор пара для целей теплофикации или производства).

б) Порядок построения диаграммы режимов.

Для известных значений расходов пара и полезно использованных теплоперепадов по отсекам (частям) турбины, найденным экспериментально или из тепловых расчетов, по уравнению (1-32) строят вспомогательные графики зависимостей: $N_{i1} = f(D_0)$ — для ч. в. д. и $N_{i2} = f(D_k)$ — для ч. н. д. турбины (рис. 1-12). Кривые 1 и 3 нанесены для режима турбины с регенерацией, а 2 и 4 для конденсационного режима с поправкой на регенерацию. Такие графики используются для построения диаграммы режимов турбины. Электрическая мощность на зажимах генератора для любого расхода пара

$$N_g = N_{i1} + N_{i2} - \Delta N_{х.х} \quad [квт], \quad (1-33)$$

где N_{i1} ; N_{i2} — мощности отдельных частей (ч. в. д. и ч. н. д.) турбины, $квт$;

$\Delta N_{х.х}$ — мощность, потребная для преодоления всех вредных сопротивлений при холостом ходе турбоагрегата [по формуле (1-8)], $квт$, или по графику для данного генератора.

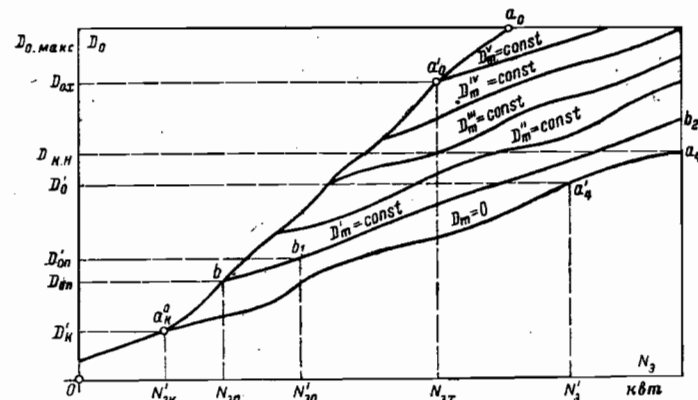


Рис. 1-13. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара.

в) Пример построения диаграммы режимов турбины с одним регулируемым отбором пара (регенерация включена).

1. Линия конденсационного режима турбины ($D_r = 0$).

Из точки a_k , характеризующей максимальный расход пара через ч. н. д. ($D_{к.макс}$) при номинальной мощности турбины, проводят пунктиром ломаную линию $a_k - a_1 - a_2 - a_3$ (рис. 1-12), которая позволяет определить расход свежего пара ($D_{кн}$) через турбину; внутренняя мощность ч. н. д. при этом режиме равняется N_{i0} , а внутренняя мощность ч. в. д. — N_{i1} (точка a_k на рис. 1-12, а). Электрическая мощность на зажимах генератора для этого режима подсчитывается по уравнению

$$N_g = N_{i0} + N_{i1} - \Delta N_{х.х}.$$

Откладывая на рис. 1-13 $D_{кн}$ и N_g , находят точку a_4 , характеризующую режим работы турбины с номинальной мощностью $N_{э.ном}$ и максимально допустимым расходом пара через ч. н. д. $D_{к.макс}$.

Аналогичным способом для любой точки, например a' (рис. 1-12, б), определяют N_{i2} , а по кривой 1 (рис. 1-12, а) — N_{i1} и D_0 (пунктирная линия $a' - a'_1 - a'_2 - a'_3$).

Электрическая мощность на зажимах генератора для этого режима:

$$N_g = N_{i1} + N_{i2} - \Delta N_{х.х},$$

где $\Delta N_{х.х}$ — мощность, потребная для преодоления сопротивлений холостого хода при нагрузке турбины, равной N_g (точка a'_4 на рис. 1-13). Величина $\Delta N_{х.х}$ определяется по графику (рис. 1-14).

В результате подсчетов строится линия $a_k - a'_4 - a_4$ (рис. 1-13), характеризующая зависимость $N_g = f(D_0)$ для конденсационного режима турбины с регенерацией.

Линия конденсационного режима турбины без регенерации строится аналогичным способом. В этом случае за исходные принимаются линии 2 и 4 (рис. 1-12).

2. Линия режима турбины с минимальным пропуском пара через ч. н. д. ($D_{к.мин}$)

Точка a'_k на кривой 3 (рис. 1-12, б) соответствует мощности ч. н. д. $N'_{iк}$ и расходу пара $D_{к.мин}$, который заводы

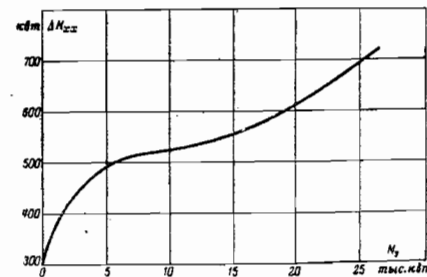


Рис. 1-14. Мощность холостого хода при различных нагрузках турбоагрегата ($N_{э.ном} = 25000 \text{ квт}$; $\cos \varphi = 0,8$; охлаждение — водородное).

обычно принимают: $D_{к.мин} = (0,1 - 0,2) \times D_{к.макс}$. Пунктирная линия $a'_k - a''_k$ пересекает кривую 2 (рис. 1-12,а) в точке k , что соответствует расходу пара через ч. в. д. $D'_k = D_{к.мин}$.

Электрическая мощность на зажимах генератора при этих условиях определится по уравнению

$$N'_{э.к} = N'_{ик} + N''_{ик} - \Delta N'_{х.х}.$$

Величина $\Delta N'_{х.х}$ принимается по графику рис. 1-14 для мощности $N'_{э.к}$.

На диаграмме режимов (рис. 1-13) точка a'_k , построенная по D'_k и $N'_{э.к}$, характеризует работу турбины при расходе пара через ч. н. д. $D_{к.мин}$ и при $D_T = 0$.

Для построения зависимости $N_э = f(D_0)$ при любой заданной величине регулируемого отбора пара D_T порядок нанесения точек на диаграмму режимов следующий. От точки a'_k на линии $a'_k - k'' - k''' - k^{IV}$, которая позволяет определить $N_{ик}$ и $D_{о.х}$ (рис. 1-12,а).

Электрическая мощность на зажимах генератора подсчитывается по уравнению

$$N_{э.х} = N'_{ик} + N_{ик} - \Delta N'_{х.х}.$$

Величина $\Delta N'_{х.х}$ принимается по графику рис. 1-14 для мощности $N_{э.х}$. Нанося на диаграмму режимов (рис. 1-13) значения $N_{э.х}$ и $D_{о.х}$, получают точку a'_0 , характеризующую режим работы турбины при расходе пара через ч. н. д. $D_{к.мин}$ и регулируемом отборе пара на производство или теплофикацию, равном $D_{т.х}$.

Произведя аналогичным способом построения для различных значений D_T , получим кривую $a'_k - a'_0 - a_0$, характеризующую режим турбины при различных расходах пара D_T и $D_{к.мин} = \text{const}$.

3. Линия режима турбины с постоянным расходом пара из регулируемого отбора ($D_T = \text{const}$)

Линии постоянных регулируемых отборов на диаграмме режимов строятся в следующей последовательности. Точка b на линии $a'_k - k''$ (рис. 1-12,б) соответствует мощности ч. н. д. $N'_{ик}$ при $D_{к.мин}$ и $D_T = \text{const}$. Из точки b проводят пунктирную ломаную линию $b - b_1 - b'_1 - b''_1$ и находят $D_{о.п}$ и $N_{и.п}$. Тогда электрическая мощность на зажимах генератора $N_{э.п} = N'_{ик} + N_{и.п} - \Delta N'_{х.х}$; $\Delta N'_{х.х}$ принимается по графику рис. 1-14 для мощности $N_{э.п}$. Значения $D_{о.п}$ и $N_{э.п}$ наносят на диаграмму режимов рис. 1-13 и получают точку b на линии $a'_k - a_0$, характеризующую режим работы турбины при $D_{к.мин}$ и D_T . Принимая в последующем на линии $a'_k - a_k$ любую точку a''_k , a'' , a' и т. д. и откладывая от них вверх значения D'_T , графическим построением находят внутреннюю мощность ч. н. д. и ч. в. д., а также расходы свежего пара на турбину. Например, от точки a''_k (рис. 1-12,б), откладывая вверх значение D'_T (точка b_2) и проведя пунктирную ломаную линию $b_2 - b'_2 - b''_2 - b'''_2$, получают мощность ч. н. д. $N'_{и.2}$ и ч. в. д. $N'_{и.п}$, а также расход свежего пара $D'_{о.п}$ (рис. 1-13). Электрическая мощность на зажимах генератора $N'_{э.п} = N'_{и.2} + N'_{и.п} - \Delta N'_{х.х}$; $\Delta N'_{х.х}$ принимается по графику рис. 1-14 для мощности $N'_{э.п}$. Откладывая $D'_{о.п}$ и $N'_{э.п}$ на диаграмме режимов (рис. 1-13), получают точку b_1 , характеризующую режим турбины с $D_T = \text{const}$, $D'_{о.п}$ и $N'_{э.п}$. Аналогичным построением получают линию $b - b_1 - b_2$, указывающую зависимость электрической мощности от расхода пара на турбину при $D_T = \text{const}$; для других значений $D_T = \text{const}$ линия режимов строится аналогичным способом.

Построение диаграммы режимов для турбины без регенерации производится та-

ким же методом, но в основу графических построений кладутся линии 2 и 4 на рис. 1-12.

1-8. УРАВНЕНИЕ МОЩНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМИ ОТБОРАМИ И ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА. ДИАГРАММА РЕЖИМОВ

Электрическая мощность (на зажимах генератора) турбины с двумя регулируемыми и тремя нерегулируемыми отборами пара (применительно к тепловому процессу на рис. 1-15)

$$N_э = N_i^a + N_i^c + N_i^n - \Delta N'_{х.х} - \frac{D_T h_i^a}{860} = \frac{D_0 h_i^a - D'_{от} h_i^{IV}}{860} + \frac{(D_k^c - D'_{от}) h_i^c - D''_{от} h_i^{IV}}{860} + \frac{(D_k^n - D'_{от}) h_i^n - D''_{от} h_i^{VI}}{860} - \Delta N'_{х.х} - \frac{D_T h_i^a}{860} [\text{квт}], \quad (1-34)$$

где N_i^a , N_i^c и N_i^n — соответственно внутренняя мощность частей высокого, среднего и низкого давлений, *квт*;

D_0 — расход свежего пара через турбину, *кг/ч*;

$D_k^c - D'_{от} - D_{и.п}$ — расход пара через ч. с. д., *кг/ч*;

$D_k^n - D'_{от}$ — расход пара через ч. н. д., *кг/ч*;

$D'_{от}$, $D''_{от}$ и $D'_{от}^{VI}$ — первый, третий и пятый нерегулируемые отборы пара на регенерацию, *кг/ч*;

$D''_{от}$ и $D'_{от}^{IV}$ — отборы пара на регенерацию из первого и второго регулируемых отборов пара, *кг/ч*;

$D_{и.п}$ — регулируемый отбор пара для целей производства, *кг/ч*;

D_T — регулируемый отбор пара для целей теплофикации, *кг/ч*;

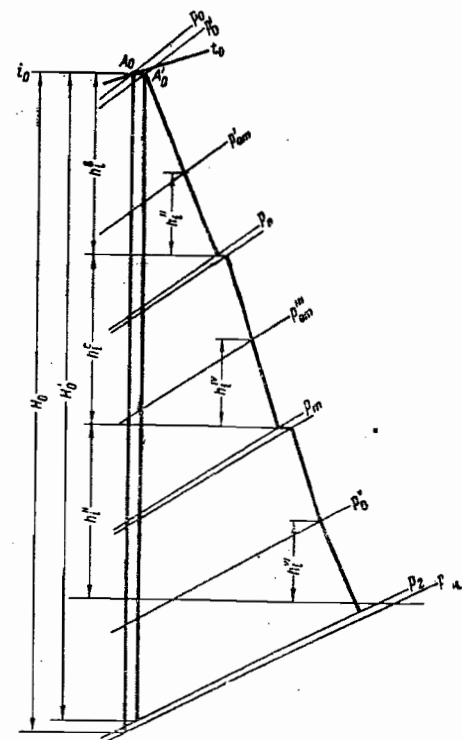


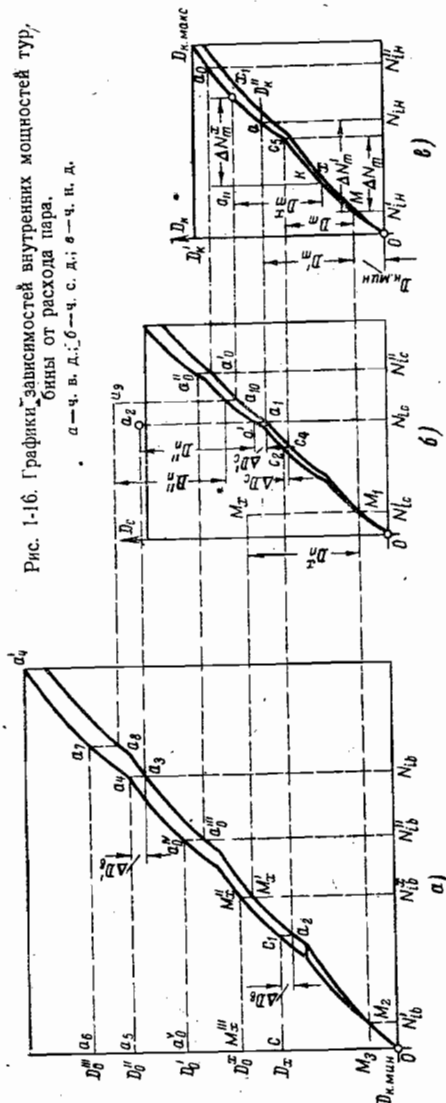
Рис. 1-15. Тепловой процесс турбины с двумя регулируемыми отборами и тремя нерегулируемыми отборами пара в *i-s*-диаграмме.

$\Delta N'_{х.х}$ — мощность, потребная на преодоление сопротивлений при холостом ходе турбоагрегата, *квт*;

h_i^a , h_i^c , h_i^n , h_i^{IV} , h_i^n и h_i^{VI} — полезные использованные теплоперепады, *ккал/кг*.

Для различных расходов пара D_0 через турбину и в отборы, а также полезные использованные теплоперепады h_i , полученных расчетным способом или экспериментально, строят графические зависимости $N_i^a = f(D_0)$, $N_i^c = \varphi(D^c)$ и $N_i^n = \psi(D^n)$ (рис. 1-16), которые кладут в основу построения диаграммы режимов.

Рис. 1-16. Графики зависимостей внутренних мощностей турбины от расхода пара.



Пример построения диаграммы режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара (регенерация включена)

1. Линия конденсационного режима турбины ($D_n=0$; $D_r=0$).

Для любой принятой мощности ч. н. д., например N'_{in} (точка a_0 на рис. 1-16,а), определяется расход пара D'_k . Из точки a_0 проводится пунктирная ломаная линия $a_0-a'_0-a''_0-a'''_0-a^{iv}_0-a^v_0$, которая позволяет определить мощности, развиваемые ч. с. д. (N'_{ic}) и ч. в. д. (N'_{iv}) и расход свежего пара через турбину (D'_0). Электрическая мощность на зажимах генератора $N'_s = N'_{iv} + N'_{ic} + N'_{in} - \Delta N'_{x,x}$; $\Delta N'_{x,x}$ — мощность, потребная для преодоления сопротивлений холостого хода при нагрузке N'_s . Откладывая значения D'_0 и N'_s , получают точку a_x на диаграмме режимов (рис. 1-17), характеризующую режим работы турбины с регенерацией при $D_n=0$ и $D_r=0$.

Аналогичным способом, принимая различные значения внутренних мощностей ч. н. д. и определяя графическим построением внутренние мощности ч. с. д. и ч. в. д., находят расход свежего пара D_0 через турбину и подсчитывают электрическую мощность на зажимах генератора N_s . Откладывая значения D_0 и N_s на рис. 1-17, получают необходимое количество точек для построения линии 2.

2. Линия режима турбины с минимальным пропуском пара через ч. н. д. ($D_{к.мин}$) и нулевым теплофикационным отбором ($D_r=0$).

Точка М (рис. 1-16,а) соответствует минимальному расходу пара через ч. н. д. ($D_{к.мин}$), который заводы обычно принимают $D_{к.мин} = (0,1 \div 0,2) D_{к.макс}$. Из точки М проводится пунктирная прямая линия $M-M_1-M_2-M_3$, позволяющая определить внутренние мощности ч. в. д. N'_{iv} , ч. с. д. N'_{ic} и ч. н. д. N'_{in} (регенерация отключена). Электрическая мощ-

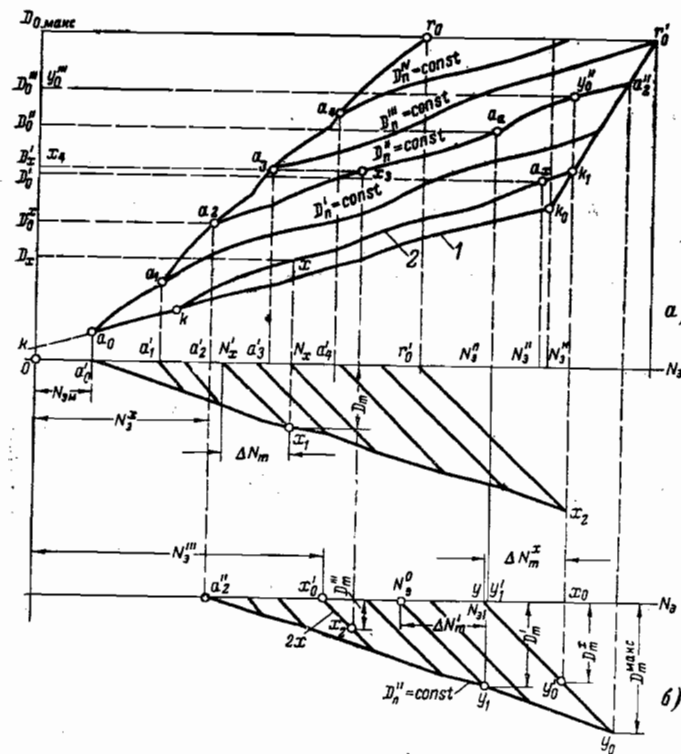


Рис. 1-17. Диаграмма турбины с двумя регулируемыми отборами пара. 1 — линия конденсационного режима турбины без регенерации; 2 — линия конденсационного режима турбины с регенерацией.

ность на зажимах генератора при расходе пара $D_{к.мин}$ подсчитывается по уравнению

$$N_{эм} = N'_{iv} + N'_{ic} + N'_{in} - \Delta N'_{x,x};$$

$\Delta N'_{x,x}$ принимается для мощности $N_{эм}$ (точка a'_0 на рис. 1-17).

Для любого значения D_n порядок подсчета N_s и D_0 следующий. Для некоторого значения D'_n (точка M_1) откладывают по оси ординат значение D'_n (точка M_x на рис. 1-16,б). Проведя пунктирную линию $M_x-M'_x-M''_x-M'''_x$ из точки M_x , находят внутреннюю мощность ч. в. д. N'_{iv} и расход свежего пара D'_0 через турбину. Электрическая мощность на зажимах генератора для этого режима

$$N'_s = N'_{iv} + N'_{ic} + N'_{in} - \Delta N'_{x,x};$$

$\Delta N'_{x,x}$ принимается для мощности N'_s . Значениям N'_s и D'_0 на диаграмме режимов соответствует точка a_2 (рис. 1-17).

3. Линия режимов турбины с постоянным производственным отбором пара ($D_n=const$) при нулевом теплофикационном отборе ($D_r=0$).

Для любого принятого расхода пара через ч. н. д. турбины от $D_{к.мин}$ до $D_{к.макс}$ и принятого расхода пара на производство (D_n) определяют мощности ч. н. д., ч. с. д. и ч. в. д. и расход свежего пара. Например, для D'_k (точка a на рис. 1-16,а) определяют N'_{in} . Из точки a проводят пунктирную линию $a-a_1-a'_1-a_2-a_3-a_4-a_5$ и находят мощности N'_{ic} и N'_{iv} , а также расход свежего пара через турбину D'_0 .

Таблица 1-11

Турбины паровые с производственным отбором пара (конструктивные, габаритные и весовые данные)

Тип турбины	П-0,75-35/5 (АП-0,75)	П-1,5-35/5 (АП-1,5)	П-2,5-35/5 (АП-2,5)	П-4-35/5 (АП-4)	П-6-35/5 (АП-6)	П-6-35/5 (АП-6-П)
Число ступеней	9	9	15	14	17	14
Формула проточной части:						
для ч. в. д.	K+3Д	K+3Д	K+4Д	K+5Д	K+6Д	K+5Д
для ч. н. д.	P+4Д	P+4Д	P+9Д	K+7Д	P+9Д	K+7Д
Ротор турбины:						
критическое число оборотов в 1 мин	3 160	3 020	1 885	1 800*	2 075	1 800
полная длина ротора, мм	2 200	2 228	3 230	4 247	3 641	4 247
пролет между осями подшипников, мм	1 745	1 773	2 819	2 930	3 103	2 930
средний диаметр последней ступени, мм	612	632	1 035	1 161	1 212	1 245
длина рабочих лопаток последней ступени, мм	64	93	162	179	282	230
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	676	725	1 197	1 340	1 494	1 475
вес ротора, т	0,8	0,9	3,2	4,7	5,0	5,1
Полная длина турбины, мм	2 560	2 588	3 785	4 765	4 496	4 765
Полная длина турбоагрегата, мм	7 407	7 995	8 120	9 462	9 878	9 820
Число оборотов в минуту валоповоротного устройства	в. п. у. нет	в. п. у. нет	Ручной привод	Ручной привод	Гидрав- лический привод	Ручной привод
Общий вес турбины, т	12	14 (с редук- тором и маслоси- стемой)	22,5 (с масло- систе- мой)	43,7	31,5 (с масло- систе- мой)	43,7
Вес наиболее тяжелой части турбины, т:						
при монтаже	3,5	5,8	9	11	7	11
при ревизии	2,5	2,5	5,5	8	10	8
Высота фундамента турбоагрегата, мм	3 120	3 120	4 725	5 500	4 500	5 500
Наименьшая высота подъема крюка мостового крана над полом машинного зала, мм	2 300	2 300	4 000	4 800	4 500	4 800

Примечание. Турбины выполнены одноцилиндровыми.

Таблица 1-12

Турбины паровые с производственным отбором пара (нерегулируемые отборы пара на регенерацию при номинальных параметрах пара, регулируемого отбора и мощности)

Тип турбины	Отбор пара на подогреватель и деаэрактор	Отбор за ступенью, №	Греющий пар		
			Давление, ата	Температура, °С	Количество, т/ч
П-0,75-35/5 (АП-0,75)	1-й отбор регулируемый (ПВД) 2-й отбор (деаэрактор) 3-й отбор (ПНД)	4	5,0	250	0,8
		5	1,2	130	0,6
		6	1,05	120	0,1
П-1,5-35/5 (АП-1,5)	1-й отбор регулируемый (ПВД) 2-й отбор (деаэрактор) 3-й отбор (ПНД)	4	5,0	250	1,4
		5	1,2	130	1,15
		7	1,05	120	0,116
П-2,5-35/5 (АП-2,5)	1-й отбор регулируемый (ПВД) 2-й отбор (деаэрактор) 3-й отбор (ПНД)	5	5,0	250	2,16
		9	1,2	130	1,84
		11	1,05	120	—
П-4-35/5 (АП-4)	1-й отбор регулируемый	ПВД деаэрактор	6	5	2,3
	2-й отбор (ПНД)		9	5/1,2	0,5
П-6-35/5 (АП-6)	1-й отбор регулируемый (ПВД) 2-й отбор (деаэрактор) 3-й отбор (ПНД)		9	0,7	1,2
			7	5,0	240
			13	1,2	130
П-6-35/5 (АП-6-П)	1-й отбор регулируемый (ПВД) 2-й отбор (деаэрактор) 3-й отбор (ПНД)	ПВД деаэрактор	15	1,05	120
			6	5,0	244
			9	5/1,2	0,5
П-6-35/5 (АП-6-П)	2-й отбор (ПНД)		9	0,7	108
					2,05

Таблица 1-13

Турбины паровые с теплофикационным отбором пара (технические данные)

Тип турбины	T-435 (AT-4)	T-635 (AT-6)	T-1235 (AT-12.2)	T-2550 (BT-25.4)	T-2590 (BT-25.5)	T-50-130* (BT-50-1)	T-100-130* (BT-100-1)
Завод-изготовитель	НЗЛ	НЗЛ	БМЗ	БМЗ	УТМЗ	УТМЗ	УТМЗ
Номинальная мощность, кВт	4 000	6 000	12 000	25 000	25 000	50 000	100 000
Давление свежего пара, ата	35	35	35	90	90	130	130
Температура свежего пара, °С	435	435	435	500	535	565	565
Число нерегулируемых отборов	2	2	2	4	5	5	7
Температура питательной воды, °С	154	158	156	211	223	230	229
Давление отработавшего пара, ата	0,04	0,05	0,04	0,035	0,05	0,05	0,054
Расход охлаждающей воды, м³/ч	1 400	1 850	2 800	5 000	5 000	7 000	16 000
Теплофикационный отбор пара: давление, ата	1,2—2,5	1,2—2,5	1,2	1,2	1,2	0,5—2 (в нижнем отборе) 0,6—2,5 (в верх- нем отборе) 180**	0,5—2 (в нижнем отборе) 0,6—2,5 (в верх- нем отборе) 310**
температура, °С	127—185	127—185	166	104	104		
величина отбора, т/ч	22	35	65	100	90		
Расход свежего пара при номинальной нагрузке и номинальной величине теплофикационного отбора, т/ч	28,4	42,3	81,5	135	130	245,5	445
Удельный расход пара при номинальной нагрузке и номинальной величине теплофикационного отбора, кг/квт·ч	7,1	7,05	6,64	5,42	5,16	4,9	4,2
Расход пара при номинальной нагрузке (конденсационный режим), т/ч	19,6	27,9	56,5	103	100	144 (при 40 000 кВт)	360
Максимальный расход пара, т/ч: через ч. в. д.	32	47,6	90	159	150	268	460
через ч. н. д.	17	25	80	100	80	135	430 (ч. с. д.) 260

* Турбины в ГОСТ 3618-58 не вошли.

** Суммарная величина отбора.

Примечания. 1. Максимальная мощность $N_{\text{макс}} = 1,2 N_{\text{ном}}$.
2. Температура охлаждающей воды 20° С.

Таблица 1-14

Турбины паровые с теплофикационным отбором пара (конструктивные, габаритные и весовые данные)

Тип турбины	T-4-35 (AT-4)	T-6-35 (AT-6)	T-12-35 (AT-12-2)	T-25-90 (BT-25-4)	T-25-90 (BT-25-5)	T-50-130 (BT-50-1)	T-100-130 (BT-100-1)
Число цилиндров	1	1	1	1	1	2	3
Число ступеней	15	15	16	20	25	25	25
Формула проточной части:							
для ч. в. д.	K+8Д	K+8Д	K+11Д	K+15Д	P+21Д	K+20Д	K+8Д
для ч. с. д.	—	—	—	—	—	—	P+13Д
для ч. н. д.	P+5Д	P+5Д	P+3Д	P+3Д	P+2Д	P+1Д+P+1Д	(P+1Д)×2
Ротор турбины:							
критическое число оборотов в минуту	1940	1840	2000	1850	1709	1800	с. д.
полная длина ротора, мм	4247	4247	4500	5850	7207	1680	в. д.
пролет между осями подшипников, мм	2930	2930	3437	4525	5000	6093	2325
средний диаметр последней ступени, мм	1161	1245	1525	1678	1678	3704	6171
длина рабочих лопаток последней ступени, мм	179	230	320	432	462	850	3704
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	1340	1475	1845	2110	2140	51,5	875
вес ротора, т	4,7	5,15	7,67	14,6	15,4	4,52	1525
Полная длина турбины, мм	4825	4765	6100	7460	8160	13618	389
Полная длина турбоагрегата, мм	9470	9820	12194	16000	16300	23000	1914
Число оборотов валоповоротного устройства, об/мин	Ручной привод	5	66	4,3	4,25	3,33	4,67
Общий вес турбины, т	41,4	43,4	16	140	140	240	18571
Вес наиболее тяжелой части турбины, т:							28000
при монтаже	10,5	13,8	37	35	35	45	3,35
при ревизии	7,6	10	25	23	23	23	415
Высота фундамента турбоагрегата, мм	5500	5500	7000	8000	8000	8000	72
Наименьшая высота подъема крока мостового крана над полом машинного зала, мм	4800	4800	5500	6520	6200	6200	38
							8000
							6200

Таблица 1-15

Турбины паровые с теплофикационным отбором пара (нерегулируемые отборы пара на регенерацию при номинальных параметрах регулируемого отбора пара и мощности)

Тип турбины	Отбор пара на подогреватель и деаэратор	Отбор за ступенью, №	Греющий пар		
			Давление, ата	Температура, °С	Количество, т/ч
T-4-35 (AT-4)	1-й отбор (ПВД)	4	5,98	268	2,57
	2-й отбор — регулируемый (деаэратор)	9	1,2	127	—
	3-й отбор (ПНД)	10	0,65	99	1,41
T-6-35 (AT-6)	1-й отбор (ПВД)	4	6,85	265	4,2
	2-й отбор — регулируемый (деаэратор)	9	1,2	132	—
	3-й отбор (ПНД)	10	0,66	88	2,17
T-12-35 (AT-12-2)	1-й отбор (ПВД)	6	7,13	297	7,55
	2-й отбор — регулируемый (деаэратор)	12	1,2	110	1,2
	3-й отбор (ПНД)	14	0,278	67	0,2
T-25-90 (BT-25-4)	1-й отбор (ПВД № 5)	5	25,7	360	7,9
	2-й отбор (ПВД № 4) (деаэратор)	8	14,4	293	7,4
	3-й отбор (ПНД № 3)	12	5,5	193	9+2,4*
	4-й отбор — регулируемый (ПНД № 2)	16	1,2	104	—
	5-й отбор (ПНД № 1)	18	Отключен		1,2*
T-25-90 (BT-25-5)	1-й отбор (ПВД № 5)	9	27,2	395	3,65+2,5*
	2-й отбор (ПВД № 4) (деаэратор)	13	16,8	340	7,6
	3-й отбор (ПНД № 3)	16	11,7/6	300	1,3+1,5*
	4-й отбор (ПНД № 2)	19	4,2	205	7,5
	5-й отбор — регулируемый (ПНД № 2)	22	1,2	104	1,3
	6-й отбор (ПНД № 1)	23	Отключен		1,5*
T-50-130 (BT-50-1)**	1-й отбор (ПВД № 7)	9	34	395	10,45+1,5*
	2-й отбор (ПВД № 6)	11	21,95	345	14,35
	3-й отбор (ПВД № 5) (деаэратор)	14	11,25	270	5,8
	4-й отбор (ПНД № 4)	17	11,25/6	270	3,3
	5-й отбор (ПНД № 3)	19	5,4	197	2,2+5,65*
	6-й отбор — регулируемый (ПНД № 2)	21	2,95	140	5,4
	7-й отбор — регулируемый (ПНД № 1)	23	1,75	115	0,8
T-100-130 (BT-100-1)	1-й отбор (ПВД № 7)	9	1,27	106	2,7
	2-й отбор (ПВД № 6)	11	33,6	390	19,05+1,9*
	3-й отбор (ПВД № 5) (деаэратор)	14	21,75	335	25,4
	4-й отбор (ПНД № 4)	14	11,3	260	10,3
	5-й отбор (ПНД № 3)	14	11,3	260	7,2
	6-й отбор (ПНД № 2)	17	5,42	190	10,6+5,75*
	7-й отбор (ПНД № 1)	19	2,79	130	23,75
		21 (регул.)	0,821	94	7,42
		23	Выключен		

* Пар из уплотнений.

** Режим при нагрузке ~ 51 000 кат. Нагрев сетевой воды в двух бойлерах от 70 до 112° С. Охлаждающая вода в конденсаторе циркуляционная.

для принятого расхода пара на производство D_n'' .

Электрическая мощность на зажимах генератора

$$N_g = N_{ia} + N_{ic} + N_{in} - \Delta N_{x,x}''$$

$\Delta N_{x,x}''$ подсчитывается для мощности N_g'' .

На диаграмме режимов (рис. 1-17,а) точка a_x соответствует N_g'' , D_0'' и D_n'' . Для других значений D_x и D_n производятся аналогичные вычисления, позволяющие построить линии $D_n = \text{const}$.

4. Линия режимов турбины с предельными теплофикационными отборами пара D_T при различных постоянных величинах производственного отбора ($D_n = \text{const}$)

При конденсационном режиме с регенерацией ($D_n = 0$) для любой точки на линии $a_0 - k - x - a_x - k_1$ (рис. 1-17,а), построенной в предположении $D_T = 0$, определяют предельно допустимый расход D_T на теплофикацию и поправку на мощность ΔN_T . Например, для точки x расход свежего пара через турбину соответствует значениям D_x и мощности N_x . Откладывая значение D_x (рис. 1-16,а) и проводя ломаную линию $c - c_1 - a_2 - c_2 - c_4 - c_5$, определяют предельный расход пара на теплофикацию D_T и поправку на мощность ΔN_T (рис. 1-16,б); численное значение

$$D_T = D_x - \Delta D_a - \Delta D_c - D_{\text{к.мин}};$$

величины D_T и ΔN_T наносят на диаграмму режимов (точка x_1 на рис. 1-17,а), и определяют режим турбины с расходом свежего пара D_x , отбором на теплофикацию D_T и мощностью

$$N_x' = N_x - \Delta N_T.$$

Аналогичные построения и вычисления позволяют нанести линию $a_0' - x_1 - x_2$ предельных отборов пара на теплофикацию при $D_n = 0$.

При конденсационном режиме с регенерацией $D_n = \text{const}$ для любой точки диаграммы режимов (рис. 1-17,а) на линии

$D_n'' = \text{const}$, построенной при $D_T = 0$, графически определяют предельный расход пара D_T и поправку на мощность ΔN_T . Например, для точки a_x на линии $a_2 - a_2' - a_2''$ находят D_0'' и N_x'' . Откладывая D_0'' (рис. 1-16,а) и проводя ломаную линию $a_3 - a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8 - a_9$, находят D_T' и $\Delta N_T'$ (рис. 1-16,б); численное значение

$$D_T' = D_0'' - \Delta D_a' - D_n'' - \Delta D_c' - D_{\text{к.мин}};$$

D_T' и $\Delta N_T'$ наносят на диаграмму режимов (точка y_1 на рис. 1-17,б) и находят электрическую мощность на зажимах генератора $N_g' = N_g'' - \Delta N_T'$. Аналогичные построения позволяют нанести линию предельных отборов D_T при режимах работы турбины с $D_n'' = \text{const}$.

Линия $a_2'' - y_1 - y_0$ нанесена для режима турбины с максимальным D_T при $D_n'' = \text{const}$.

Для любого отбора пара на теплофикацию $D_T' < D_T^{\text{макс}}$ и заданного производственного отбора пара $D_n'' = \text{const}$, определяемого на линии $y - y_0$ точкой y_0' (рис. 1-17,б) можно определить расход свежего пара и мощность турбины следующим способом. Из точки y_0' проводят пунктирную линию $y_0' - y_0'' - y_0'''$ и находят расход свежего пара через турбину D_0''' . Откладывая значение D_0''' (точка a_x на рис. 1-16,а) и проводя из последней пунктирную линию $a_8 - a_9 - a_{10} - a_{11} - x_1$, находят поправку на мощность ΔN_T^x , вырабатываемую теплофикационным отбором пара D_T^x . Мощность ΔN_T^x откладывают на графике (рис. 1-17,б) от точки x_0 и определяют электрическую мощность на зажимах генератора N_{g1} .

Аналогичным способом определяют расход свежего пара D_0 , поправку к мощности ΔN_T и мощность турбины N_g для любых значений D_T при заданных величинах $D_n = \text{const}$.

С достаточной для практических целей степенью точности без приведенных выше вычислений можно опреде-

лять расход свежего пара через турбину по ее мощности и значению D_T непосредственно по диаграмме (рис. 1-17). Например, для заданных значений N_g'' и D_T'' при $D_n'' = \text{const}$ из точки x_2 (рис. 1-17,б) проводят пунктирную линию $x_2 - x_3 - x_4$ и находят расход свежего пара D_x .

Предельно возможные отборы пара на теплофикацию для других постоянных значений $D_n = \text{const}$ строят аналогичным способом так же, как и для $D_n'' = \text{const}$.

1-9. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Турбины с регулируемым отбором пара по сравнению с чисто конденсационными конструктивно более сложны. Регулирование расхода как свежего пара, так и при перепуске пара из камер регулируемых отборов, осуществляется сопловым способом. Для перепуска пара из камер регулируемых отборов к последующим ступеням турбины чаще применяются специальные поворотные диафрагмы.

Поддержание заданных давлений в отборах при изменении электрической мощности турбины осуществляется системами связного регулирования.

При отключенных регулируемых отборах турбины, как правило, развивают номинальные мощности.

Технические характеристики турбин с производственными и теплофикационными отборами пара представлены в табл. 1-10—1-20. Типы комплектующего оборудования даны в приложениях II, III и IV. В приложении V приведен перечень турбин, выпускаемых КТЗ, и их основные технические данные.

Диаграммы режимов отдельных серийных турбин представлены на рис. 1-18—1-42.

1-10. ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Турбины этого типа предназначены для работы по тепловому графику; тепло отработавшего пара используется для технологических целей.

Турбины с противодавлением 31 ата устанавливаются в качестве предвключенных при надстройках электростанций среднего давления (29 ата и 400° С).

Технические характеристики турбин с противодавлением приведены в табл. 1-21 и 1-22; типы комплектующего оборудования даны в приложении VI. В приложении VII приведен перечень типов турбин, выпускаемых КТЗ, и их основные технические данные.

Таблица 1-10

Турбины паровые с производственным отбором пара (технические данные)

Тип турбины	П-0,75-35/5 (АП-0,75)	П-1,5-35/5 (АП-1,5)	П-2,5-35/5 (АП-2,5)	П-4-35/5 (АП-4)	П-6-35/5 (АП-6)	П-8-35/5 (АП-8-11)
Завод-изготовитель	КТЗ	КТЗ	КТЗ	НЗЛ	КТЗ	НЗЛ
Номинальная мощность, <i>квт</i>	750	1500	2500	4000	6000	6000
Число переключаемых отборов пара	2	2	2	1	2	1
Температура питательной воды, °С	150	150	150	147	150	147
Давление отработавшего пара, <i>ата</i>	0,05	0,05	0,05	0,04	0,05	0,04
Расход охлаждающей воды, <i>м³/ч</i>	300	550	770	1400	1850	2000
Производственный отбор пара:						
давление, <i>ата</i>	5	5	5	5	5	5
температура, °С	250	250	250	257	230	244
величина отбора, <i>т/ч</i>	7	12	18	25	40	40
Расход свежего пара при номинальной нагрузке и номинальной величине производственного отбора, <i>т/ч</i>	9,8	17,5	26,2	36	55,8	53,8
Удельный расход пара при номинальной нагрузке и номинальной величине производственного отбора, <i>кг/квт·ч</i>	13,1	11,6	10,5	9	9,3	8,97
Расход свежего пара при номинальной нагрузке (конденсационный режим), <i>т/ч</i>	4,9	9,25	13,1	20,6	28,2	29,8

Примечания. 1. Максимальная мощность $N_{\text{макс}} = 1,2 N_{\text{ном}}$.
2. Турбины типов П-0,75-35/5 и П-1,5-35/5 имеют число оборотов 8000 в 1 мин и работают через редуктор.
3. Параметры свежего пара 35 ата и 435° С.
4. Температура охлаждающей воды 20° С.

Таблица 1-16

Турбины паровые с теплофикационным отбором (гарантийные данные по экономичности при различных нагрузках)

1. Турбина типа Т-25-90 (ВТ-25-5)

Мощность на зажимах генератора, <i>квт</i>	Коэффициент полезного действия генератора, %	Количество отбираемого пара при $p_T = 1,2 \text{ атм}$, <i>т/ч</i>	Температура питательной воды, °С	Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>
25 000	98,2	90	220	5,16
25 000	98,2	38	211	4,45
20 000	98,1	38	201	4,53
15 000	98,0	38	190	4,85
25 000*	98,2	0	206	3,96

2. Турбина типа Т-90-130 (ВТ-50-1)

Мощность на зажимах генератора, <i>квт</i>	Коэффициент полезного действия генератора, %	Давление пара в регулируемом отборе, <i>атм</i>	Тепло, отданное потребителю, <i>Гкал/ч</i>	Температура сетевой воды на входе, °С	Температура питательной воды, °С	Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>
50 000	98,6	1,7	91,5	70	230	4,90
54 700	98,6	1,0	91,5	50,8	230	4,48
40 000*	98,3	0	0	—	201,5	3,60
52 500	98,6	1,3	92,5	56	230	4,67
56 600	98,6	0,8	92,5	35,4	230	4,33
40 000	98,3	0,5	29	15	205	4,00

3. Турбина типа Т-100-130 (ВТ-100-1)

Мощность на зажимах генератора, <i>квт</i>	Коэффициент полезного действия генератора, %	Давление в регулируемом отборе, <i>атм</i>	Тепло, отданное потребителю, <i>Гкал/ч</i>	Температура питательной воды, °С	Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>
105 000	98,7	0,8	160	229	4,2
98 000	98,7	1,3	160	229	4,5
80 000	98,7	0,5	50	210	3,88
80 000*	98,7	—	0	205	3,53

* Регулятор давления в отборе выключен.

Таблица 1-17

Турбины паровые с производственным и теплофикационным отборами пара (технические данные)

Тип турбины	ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1)	ПТ-12-90/10 (ВПТ-12)	ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-3)	ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4)	ПТ-50-90/13 (ВПТ-50-2)	ПТ-50-130/13 (ВПТ-50-3)	ПТ-50-130/7 (ВПТ-50-4)
Завод-изготовитель	БМЗ	КТЗ	УТМЗ	УТМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	УТМЗ
Номинальная мощность, <i>квт</i>	12 000	12 000	25 000	25 000	50 000	50 000	50 000
Давление свежего пара, <i>атм</i>	35	90	90	90	90	130	130
Температура свежего пара, °С	435	535	500	535	535	565	565
Число нерегулируемых отборов	2	2	3	4	5	5	5
Температура питательной воды, °С	152	215	203	218	222	232	230
Давление отработавшего пара, <i>атм</i>	0,04	0,035	0,035	0,05	0,03	0,03	0,056
Расход охлаждающей воды, <i>м³/ч</i>	2 800	2 000	5 000	5 000	8 000	8 000	7 000

Продолжение табл. 1-17

Тип турбины	ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1)	ПТ-12-90/10 (ВПТ-12)	ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-3)	ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4)	ПТ-50-90/13 (ВПТ-50-2)	ПТ-50-130/13 (ВПТ-50-3)	ПТ-50-130/7 (ВПТ-50-4)
Производственный отбор пара:							
давление, <i>атм</i>	10	10	10	10	13	13	7
температура, °С	290	283	257	278	295	275	220
величина отбора, <i>т/ч</i>	50	35	72	70	140	115	118
Теплофикационный отбор пара:							
давление, <i>атм</i>	1,2	0,7—2,5	1,2	1,2	1,2—2,5	1,2—2,5	Верхний — 0,6—2,5 Нижний — 0,5—2,0 102 и 85 120*
температура, °С	104	112	104	110	104	104	
величина отбора, <i>т/ч</i>	40	25	54	53	100	86	
Расход свежего пара при номинальной нагрузке и номинальных величинах обоих отборов, <i>т/ч</i>	119	82,6	167	160	337,5	300,5	274
Удельный расход пара при номинальной нагрузке и номинальных величинах обоих отборов, <i>кг/квт·ч</i>	9,1	6,85	6,66	6,40	6,75	6,01	5,48
Величина максимального производственного отбора пара, <i>т/ч</i>	80	47,4	130	125	230	230	160
Величина максимального теплофикационного отбора, <i>т/ч</i>	65	25	100	92	160	160	120
Расход пара при номинальной нагрузке с максимальным производственным отбором (теплофикационный отбор выключен), <i>т/ч</i>	113	82	185	181	366	353	274,5
Расход пара при номинальной нагрузке с максимальным теплофикационным отбором (производственный отбор выключен), <i>т/ч</i>	81,5	61,2	140	131	252	240	255 Производственный отбор 67 <i>т/ч</i>
Расход пара при номинальной нагрузке (конденсационный режим), <i>т/ч</i>	57	52,4	104	99	198	185	147,4 при 40 000 <i>квт</i>
Максимальный расход пара, <i>т/ч</i> :							
через ч. в. д.	115	91	200	190	385	370	299,8
ч. с. д.	85	38	120	113	181	175	190
ч. н. д.	50	39	100	80	130	130	135

* Суммарная величина отбора.

Примечания. 1. Максимальная мощность $N_{\text{макс}} = 1,2 N_{\text{ном}}$.

2. Номинальная температура охлаждающей воды 20° С.

Турбины паровые с производственным и теплофикационным отборами пара
(конструктивные, габаритные и весовые данные)

Таблица 1-18

Тип турбины	ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1)	ПТ-12-90/10 (ВПТ-12)	ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-3)	ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4)	ПТ-50-90/13 (ВПТ-50-2)	ПТ-50-130/13 (ВПТ-50-3)	ПТ-50-130/17 (ВПТ-50-4)
Число цилиндров	1	1	1	1	2	2	2
Число ступеней	15	19	19	24	28	30	24
Формула проточной части:	К+3Д Р+6Д Р+3Д	К+6Д Р+4Д	К+8Д Р+5Д Р+3Д	Р+15Д Р+4Д Р+2Д	Р+14Д Р+8Д Р+3Д	Р+16Д Р+8Д Р+3Д	К+15Д Р+5Д Р+1Д
ч. в. д.	2 000	1 620	1 800	1 750	1 760	1 800	1 800
ч. с. д.	4 500	—	6 556	7 207	5 620	5 620	6 093
ч. н. д.	3 437	3 742	4 671	5 000	4 627	4 627	3 714
Ротор высокого давления:	1 525	1 212	1 678	1 678	927,5	908,5	856
критическое число оборотов в минуту	320	282	432	447	117,5	98,5	56
средний диаметр последней ступени, мм	1 845	1 494	2 120	2 130	1 045	1 012	912
длина рабочей лопатки последней ступени, мм	8,5	6,3	14,5	15,3	7,84	8,11	4,527
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	—	—	—	—	—	—	—
вес, т	—	—	—	—	—	—	—
Ротор низкого давления:	—	—	—	—	—	—	—
критическое число оборотов в минуту	—	—	—	—	—	—	—
полная длина, мм	—	—	—	—	—	—	—
пролет между осями подшипников, мм	—	—	—	—	—	—	—
средний диаметр последней ступени, мм	—	—	—	—	—	—	—
длина рабочей лопатки последней ступени, мм	—	—	—	—	—	—	—
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	—	—	—	—	—	—	—
вес, т	—	—	—	—	—	—	—
Полная длина турбины, мм	6 100	5 015	7 607	8 160	14 231	14 231	13 618
Полная длина турбоагрегата, мм	18 194	11 346	16 000	16 300	23 800	23 800	22 200
Число оборотов в минуту валопроводного устройства, об/мин	3	0,5	4,3	4,25	3,4	3,4	3,4
Общий вес турбины, т	68	53,6	141	140,5	267	260	240
Вес наиболее тяжелой части турбины, т:	16	11	37	35	45	45	43
при монтаже	10	12,5	25	23	26	26	22
при ревизии	7 000	7 000	8 000	8 000	8 000	8 000	8 000
Высота фундамента турбоагрегата	—	—	—	—	—	—	—
Наименьшая высота подъема крыла мостового крана над полом машинного зала, мм	5 500	4 500	6 520	6 200	6 200	6 200	6 200

Таблица 1-19

Турбины паровые с производственным и теплофикационным отборами пара
(нерегулируемые отборы пара на регенерацию при номинальных параметрах
пара регулируемых отборов и мощности)

Тип турбины	Отбор пара на подогреватели и деаэраторы	Отбор за ступенью, №	Греющий пар		
			Давление, ата	Температура, °С	Количество, т/ч
ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1)	1-й отбор (ПВД)	5	5,75	260	9,5
	2-й отбор (деаэратор)	11	1,2*	110	3,5
	3-й отбор (ПНД)	13	0,1	44	0,7
ПТ-12-90/10 (ВПТ-12)	1-й отбор (ПВД № 5)	5	25,6	405	4,4
	2-й отбор (ПВД № 4)	9	15,2	345	4,9
	3-й отбор (деаэратор)*	12	10/6	300	0,2+1,7**
	4-й отбор (ПНД № 3)	15	3,3	210	2
	5-й отбор (ПНД № 2)*	19	1,2	130	0,8
	6-й отбор (ПНД № 1)	21	0,074	40	1,1+1,1**
ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-3)	1-й отбор (ПВД № 5)	5	21,5	343	11,4
	2-й отбор (ПВД № 4*)	9	10	257	4,1
	(деаэратор)*		10/6	257	4,0
	3-й отбор (ПНД № 3)	12	3,3	168	4,1
	4-й отбор (ПНД № 2)*	15	1,2	104	1,4
ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4)	5-й отбор (ПНД № 1)	17	Отключен		
	1-й отбор (ПВД № 5)	9	27	391	5,65+2,55**
	2-й отбор (ПВД № 4)	13	16	330	8,6
	3-й отбор (деаэратор)*	16	10/6	278	1,5
	4-й отбор (ПНД № 3)	19	2,5	169	2,5
	5-й отбор (ПНД № 2)*	21	1,2	110	1,2
ПТ-50-90/13 (ВПТ-50-2)	6-й отбор (ПНД № 1)	22	Отключен		
	1-й отбор (ПВД № 7)	8	32,7	405	15,9
	2-й отбор (ПВД № 6)	12	19,7	335	11,9
	3-й отбор (ПВД № 5*)	15	13	295	13,5
	(деаэратор)*		13/6	295	4,5
	4-й отбор (ПНД № 4)	18	5,28	215	9,5
ПТ-50-130/13 (ВПТ-50-3)	5-й отбор (ПНД № 3)	20	3,22	170	14,4
	6-й отбор (ПНД № 2)*	24	1,2	104	0,6
	7-й отбор (ПНД № 1)	26	Отключен		
	1-й отбор (ПВД № 7)	9	38,4	405	14,2
	2-й отбор (ПВД № 6)	13	22,9	340	14,7
	3-й отбор (ПВД № 5*)	17	13	275	11,4
	(деаэратор)*		13/6	275	3,8
ПТ-50-130/17 (ВПТ-50-4)	4-й отбор (ПНД № 4)	20	4,88	195	8,5
	5-й отбор (ПНД № 3)	22	2,94	150	11,2
	6-й отбор (ПНД № 2)*	26	1,2	104	1,4
	7-й отбор (ПНД № 1)	28	Отключен		
	1-й отбор (ПВД № 7)	9	34	395	10,9+1,85**
	2-й отбор (ПВД № 6)	11	22,1	345	10,95
ПТ-50-130/17 (ВПТ-50-4)	3-й отбор (ПВД № 5)	13	14,3	297	12,8
	4-й отбор (ПНД № 4*)	16	7	220	11,05
	(деаэратор)*		7/6	220	0
	5-й отбор (ПНД № 3)*	18	2,14	135	6,8
	6-й отбор (ПНД № 2)*	20	0,95	96	1,0
	7-й отбор (ПНД № 1)	22	Отключен		

* Количество пара на регенеративные подогреватели и деаэраторы из регулируемых отборов.
** Пар из уплотнений.

Таблица 1-20

Турбины паровые с производственным и теплофикационным отборами пара (гарантийные данные по экономичности при различных нагрузках)

1. Турбина типа ПТ-50-130/7 (ВПТ-50-4)

Мощность на зажимах генератора, <i>квт</i>	Коэффициент полезного действия генератора, %	Количество отбираемого пара при давлении $P_2 = 7 \text{ атм.}$ <i>т/ч</i>	Тепло, отданное потребителю, <i>Гкал/ч</i>	Давление пара в теплофикационном отборе, <i>атм</i>	Температура сетевой воды на входе, °C	Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>	Температура питательной воды, °C
50 000	98,6	118	40	0,95	51	5,48	230
50 000	98,6	160	0	—	—	5,50	230
50 000	98,6	67	60	1,1	52,5	5,10	227
40 000*	98,3	0	0	—	—	3,64	198

2. Турбины с давлением производственного отбора 10 атм

Тип турбины	Мощность на зажимах генератора, <i>квт</i>	Коэффициент полезного действия генератора, %	Количество отбираемого пара, <i>т/ч</i>		Температура питательной воды, °C	Удельный расход пара, <i>кг/квт.ч</i>
			при $p_{II} = 10 \text{ атм}$	при $p_{II} = 1,2 \text{ атм}$		
ПТ-12-90/10 (ВПТ-12)	12 000	97,0	35	25	215	6,85
	12 000	97,0	—	—	215	4,36
	12 000	97,0	—	—	46	3,69
ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4)	25 000	98,2	68	51	222	6,45
	25 000	98,2	0	90	211	5,30
	25 000*	98,2	0	0	200	4,03
	20 000	98,1	48	38	207	6,28
	16 000	98,0	38	38	200	6,55

3. Турбины с давлением производственного отбора 13 *ата*

Тип турбины	Мощность на зажимах генератора, <i>квт</i>	Коэффициент полезного действия генератора, %	Количество отбираемого пара, <i>т/ч</i>		Температура питательной воды, °C	Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>
			при $p_n = 13 \text{ атм}$	при $p_T = 1,2 \text{ атм}$		
ПТ-50-90/13 (ВПТ-50-2)	50 000	98,6	140	100	222	6,75
ПТ-50-130/13 (ВПТ-50-3)	50 000	98,6	115	86	232	6,01
	50 000	98,6	0**	160	225	4,85
	50 000	98,6	230	0	245	7,35
	40 000	98,5	95	75	230	6,15

* Регуляторы давления в отборах выключены.
** Давление в камере производственного отбора 16 атм.

Таблица 1-21

Паровые турбины с противодавлением (технические данные)

Тип турбины	P-1.5-16/8 (OP-1.5-8)	P-1.5-35/15 (AP-1.5-15)	P-2.5-35/9 (AP-2.5-9)	P-2.5-35/5 (AP-2.5-5)	P-4.35/3 (AP-4.3)	P-4.35/10 (AP-4.11)	P-6.35/5 (AP-6.5)	P-6.35/10 (AP-6.11)	УТМЗ (BP-6.3) 18/3	КТЗ (BP-12.90/31)	XПГЗ (BP-25.1)	XПГЗ (BP-25.2)	XПГЗ (BP-25.1) 16/11	XПГЗ (BP-25.2)
Завод-изготовитель	КТЗ	КТЗ	КТЗ	КТЗ	КТЗ	НЗЛ	НЗЛ	НЗЛ	УТМЗ	КТЗ	XПГЗ	XПГЗ	XПГЗ	XПГЗ
Номинальная мощность, кат	1500	1500	2500	2500	4000	4000	6000	6000	6000	12000	25000	25000	25000	25000
Давление свежего пара, атм	15	35	35	35	35	35	35	35	90	90	90	90	90	90
Температура свежего пара, °С	350	435	435	435	435	435	435	435	535	535	500	500	535	535
Противодавление, атм	3	15	3	6	3	11	6	11	31	31	31	18	31	18
Число нерегулируемых отборов пара					Нет				1	Нет	1	2	1	2
Расход пара при номинальной нагрузке, т/ч	21,8	36,8	22,76	29,2	35,6	70	69,9	99,6	97,7	188,4	386,5	273,3	360	255
Удельный расход пара при номинальной нагрузке, кг/кат.ч	14,5	24,5	9,05	11,65	8,9	17,5	11,65	16,6	16,3	15,7	15,46	10,93	14,4	10,02
Расход пара при максимальной нагрузке, т/ч	21,8	36,8	22,6	29,2	35,6	70	69,9	99,6	97,7	188,4	426	312	406	284
Удельный расход пара при максимальной нагрузке, кг/кат.ч	14,5	24,5	9,05	11,65	8,9	17,5	11,65	16,6	16,3	15,7	14,95	12,48	14,25	9,96
Максимально допустимая температура охлаждающей воды на маслоохладителе при номинальной мощности, °С	33	33	33	33	33	33	33	33	33	33	30	30	33	30
Количество охлаждающей воды на маслоохладителе, м³/ч	40	40	40	40	40	40	40	40	—	30	500	500	500	500

* Турбина в ГОСТ 3618-58 не вошла.
Примечание. Максимальная м

$$N_{\text{макс}} = N_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{турбин}} \cdot X_{\text{ТГЗ}} \cdot N_{\text{макс}} = 28\,500 \text{ кВт.}$$

Паровые турбины с противодавлением (конструктивные, габаритные и весовые данные)

Тип турбины	Р-1,5-15/3 (АП-1,5-3)	Р-1,5-35/15 (АП-1,5-15)	Р-2,5-35/8 (АП-2,5-3)	Р-2,5-35/5 (АП-2,5-5)	Р-4,35/3 (АП-4-3)	Р-4,35/10 (АП-4-11)	Р-6,35/5 (АП-6-5)	Р-6,35/10 (АП-6-11)	Р-6,35/13 (БП-6-3)	Р-12,90/31 (БП-12-31)	Р-25,90/31 (БП-25-1)	Р-25,90/18 (БП-25-2)	Р-25,90/31 (БП-25-3)	Р-25,90/18 (БП-25-2)	Р-25,90/31 (БП-25-3)	Р-25,90/18 (БП-25-2)
Число ступеней	9	4	10	9	10	6	6	6	13	5	7	9	8	10	8	10
Формула проточной части	Р+8Д	Р+3Д	К+9Д	Р+8Д	К+9Д	Р+5Д	Р+5Д	Р+5Д	К+12Д	К+4Д	К+6Д	К+8Д	Р+7Д	Р+9Д	Р+7Д	Р+9Д
Ротор турбины:																
критическое число оборотов в минуту	2 375	2 240	2 350	1 930	2 350	4 100	3 800	4 100	2 400	3 840	3 875	3 675	3 650	3 650	3 650	3 650
полная длина, мм	2 523	2 367	2 524	2 630	2 524	3 158	3 158	3 158	4 870	—	3 936	3 936	3 936	3 936	3 936	3 936
пролет между осями подшипников, мм	2 105	1 952	2 110	2 218,5	2 110	1 956	1 956	1 956	2 730	1 898	3 020	3 020	3 020	3 020	3 020	3 020
наибольший диаметр по вершинам лопаток, мм	906	894	920	922	920	1 139	1 135,5	1 139	660	900	947	917	947	967	947	967
вес, т	2	1,5	2	2	2	1,6	2,15	1,8	1,9	2,3	4,8	5,6	4,2	4,5	4,2	4,5
Полная длина турбины, мм	2 966	2 810	3 085	3 193	3 083	3 736	3 678	3 678	4 870	—	5 130	5 130	6 375	6 375	6 375	6 375
Полная длина всего турбоагрегата, мм	6 967	6 864	7 416	7 520	7 990	8 400	8 750	8 750	10 095	9 295	13 830	13 830	14 720	14 720	14 720	14 720
Число оборотов в 1 мин валопроводного устройства	17,5	15	17,8	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	3	0,5	3	3	3	3	3	3
Общий вес турбины, т	5	4	5	5	5	5	5,6	7	7	4,5	12	12	12	12	12	12
Вес наиболее тяжелой части турбины, т	3 000	5 000	5 000	5 000	5 000	5 500	5 000	5 000	5 500	6 000	8 000	8 000	8 000	8 000	8 000	8 000
Высота фундамента турбоагрегата, мм	4 000	3 500	4 000	4 000	4 000	4 800	4 800	4 800	4 100	4 000	7 300	7 300	5 860	5 860	5 860	5 860
Наименьшая высота подъема крышки мостового крана над полом машинного зала, мм																

Ручной привод

Примечание. Турбины выполнены одноцикловыми.

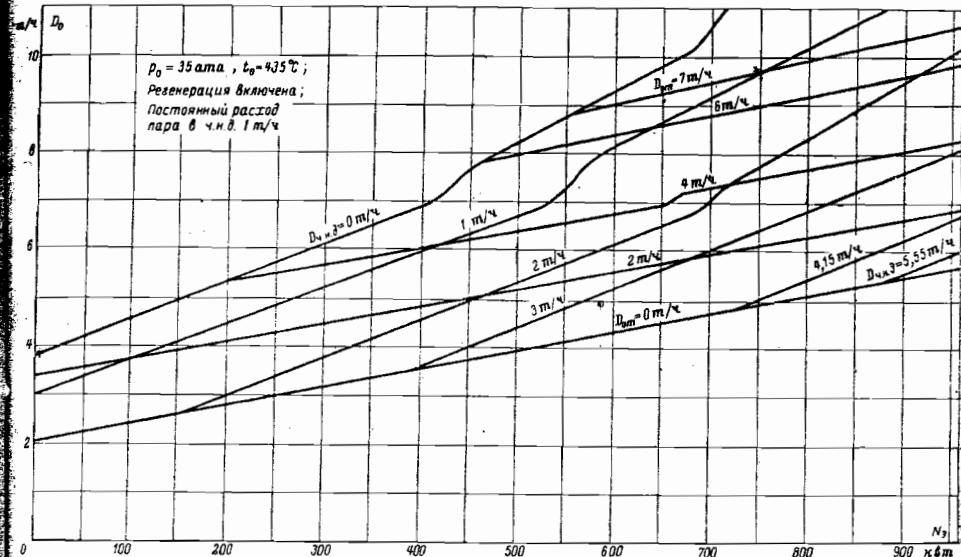


Рис. 1-18. Диаграмма режимов турбины типа П-0, 75-35/5 (АП-0,75).

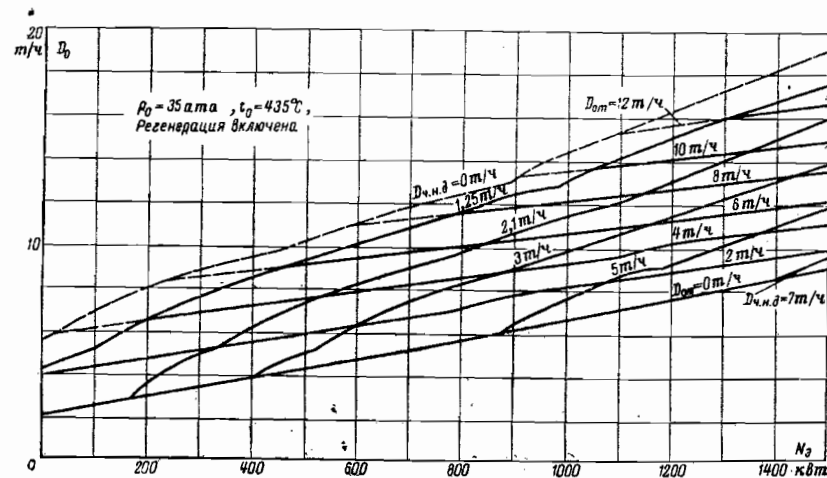


Рис. 1-19. Диаграмма режимов турбины типа П-1, 5-35/5 (АП-1,5).

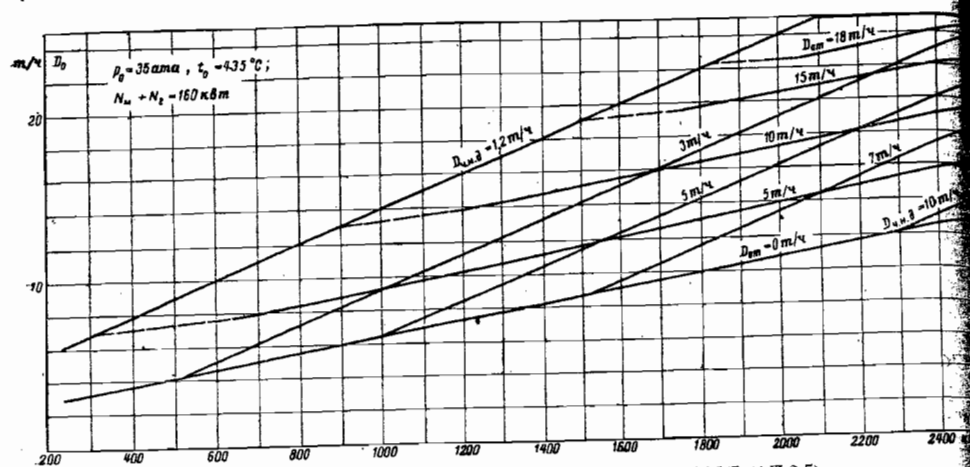


Рис. 1-20. Диаграмма режимов турбины типа П-2, 5-35/5 (АП-2,5).

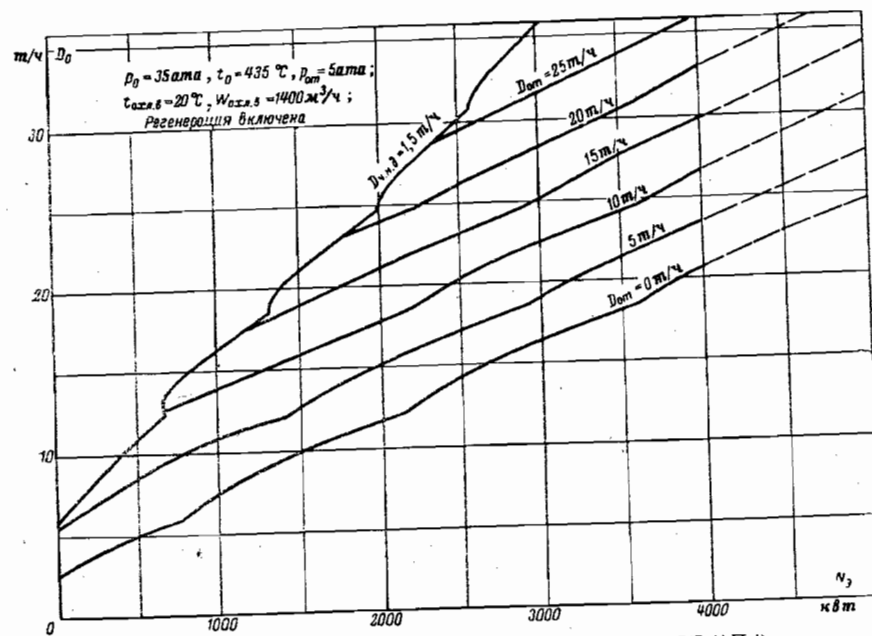


Рис. 1-21. Диаграмма режимов турбины типа П-4-35/5 (АП-4).

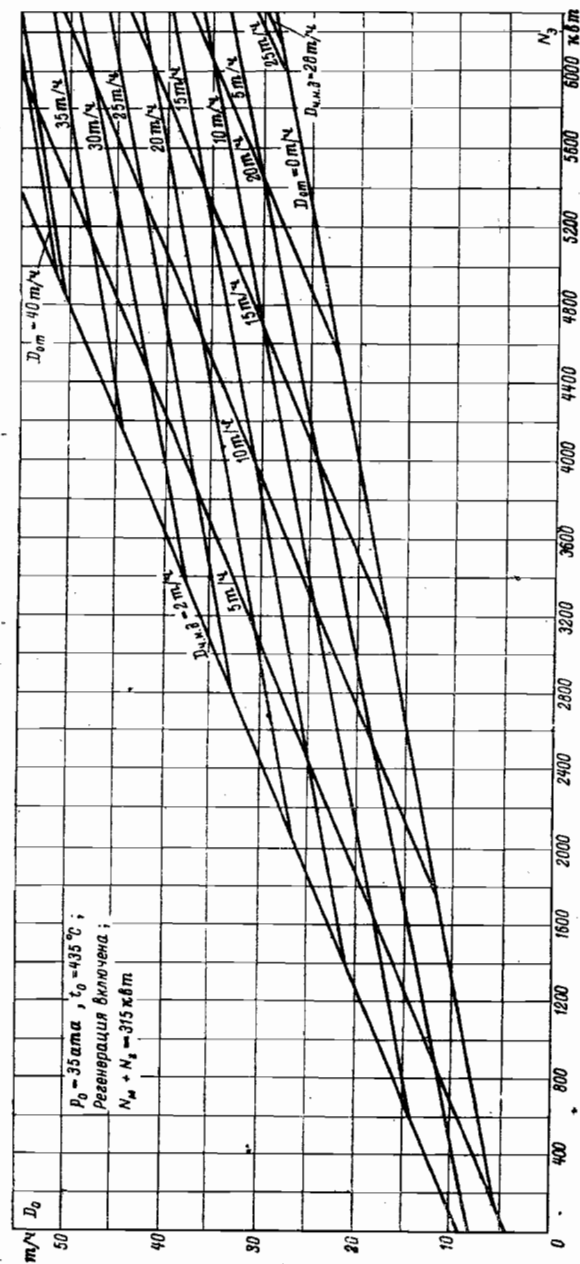


Рис. 1-22. Диаграмма режимов турбины типа П-6-35/5 (АП-6).

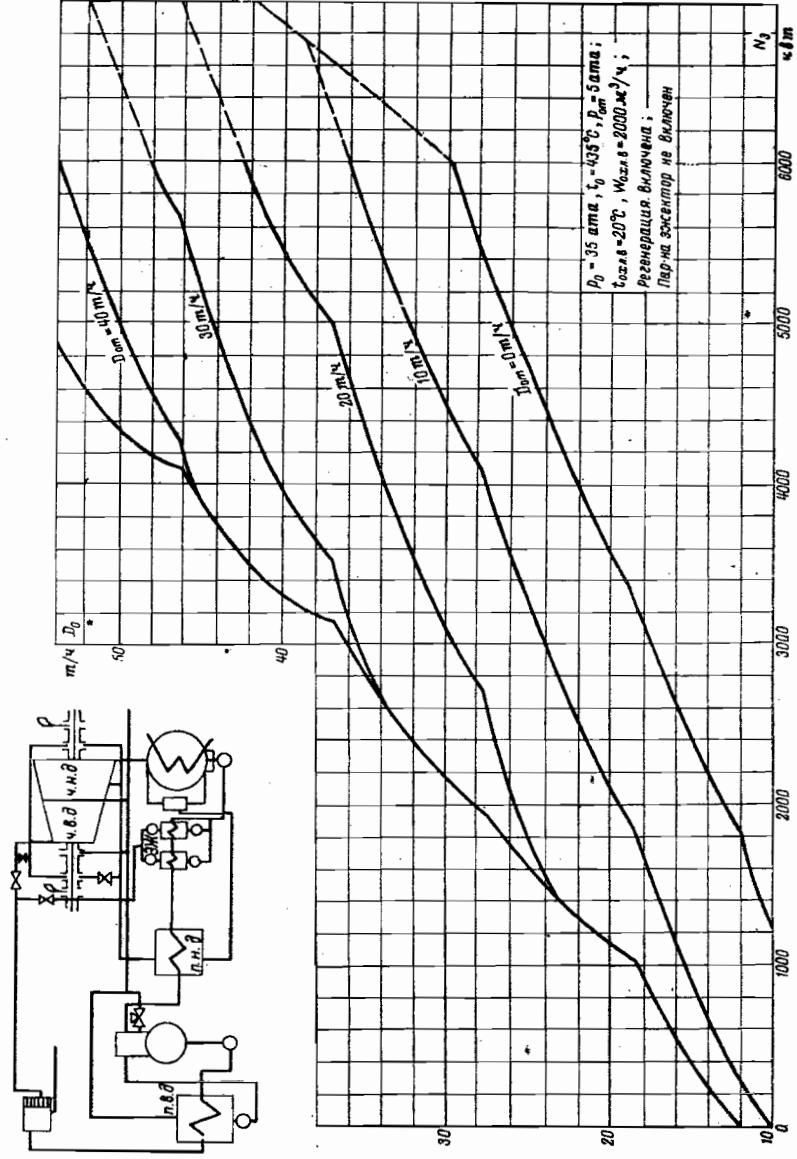


Рис. 1-23. Диаграмма режимов турбины типа П-6-35/5 (АП-6-П).

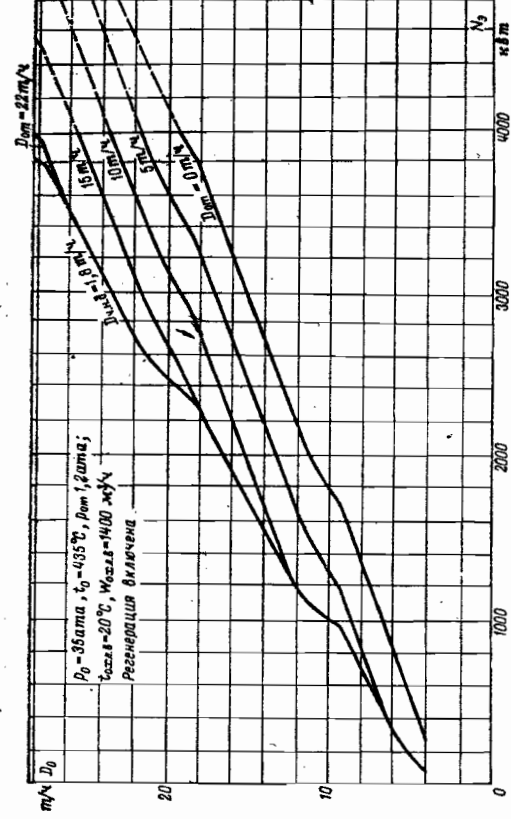


Рис. 1-24. Диаграмма режимов турбины типа Т-4-35 (АТ-4).

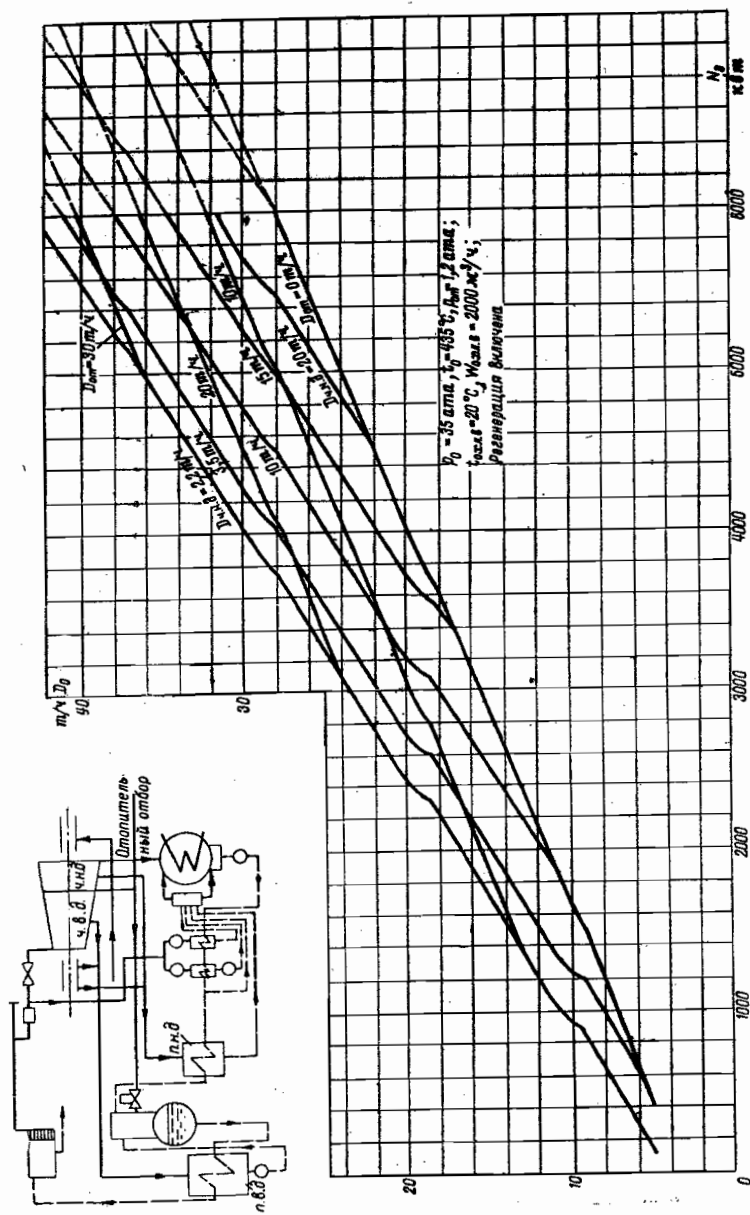


Рис. 1-25. Диаграмма режимов турбины типа Т-6-35 (АТ-6).

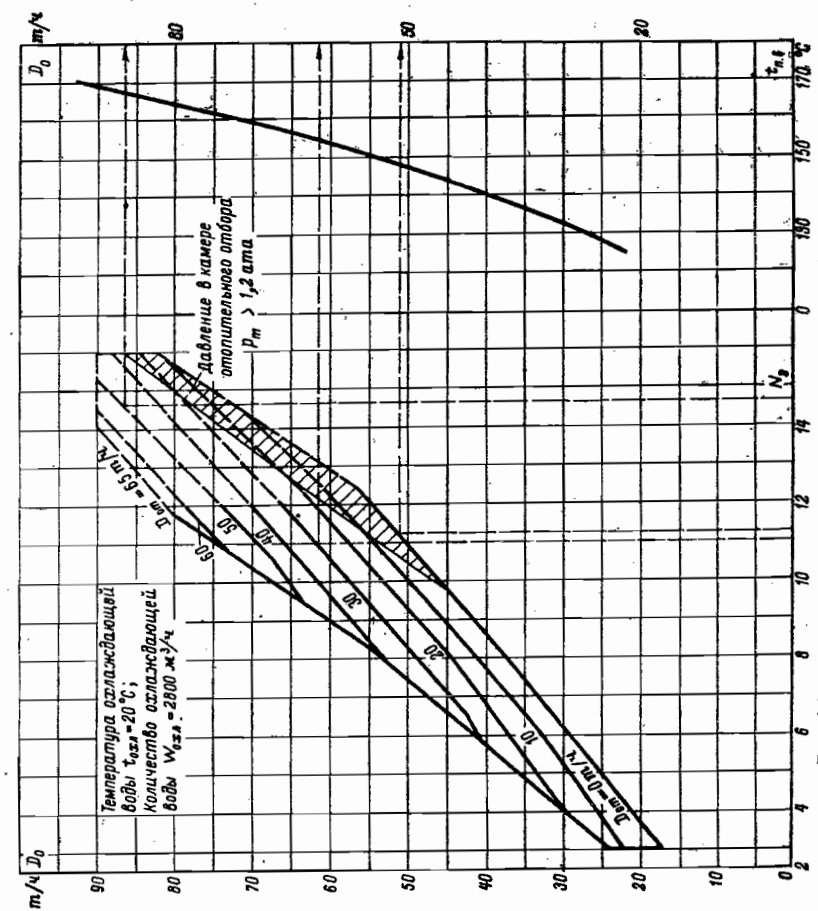


Рис. 1-26. Диаграмма режимов турбины типа Т-12-35 (АТ-12-2).

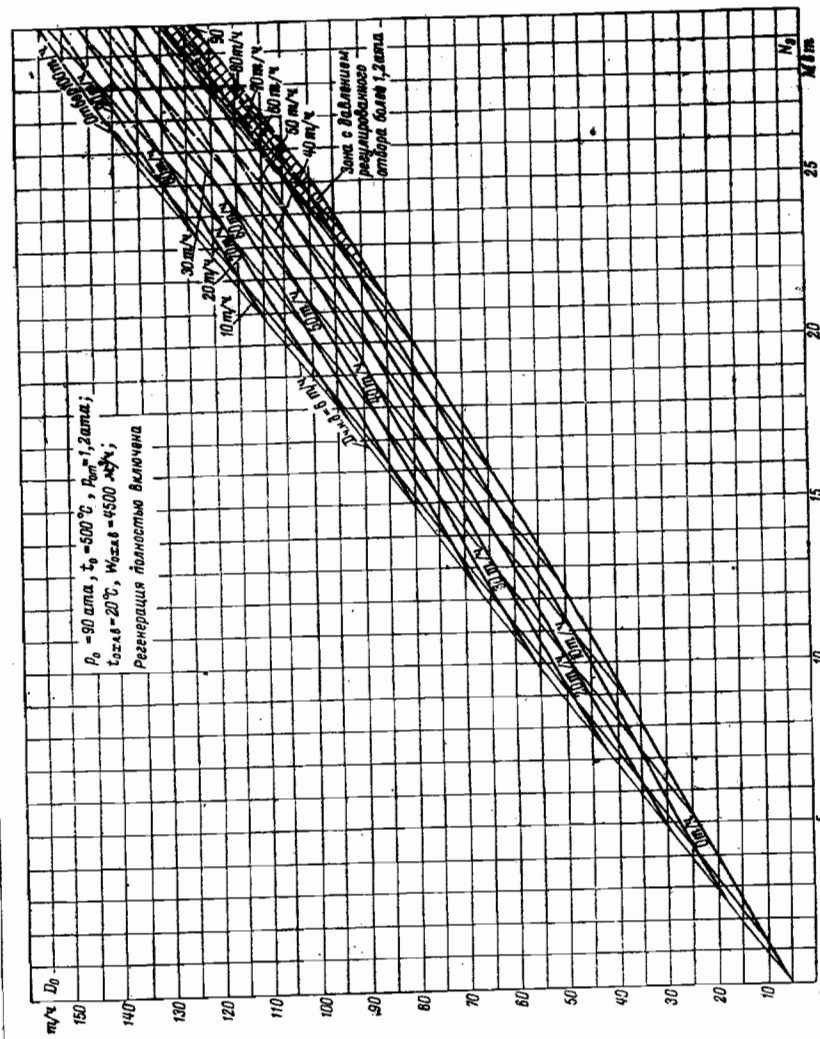


Рис 1-27. Диаграмма режимов турбины Т-25-90 (ВТ-25-4).

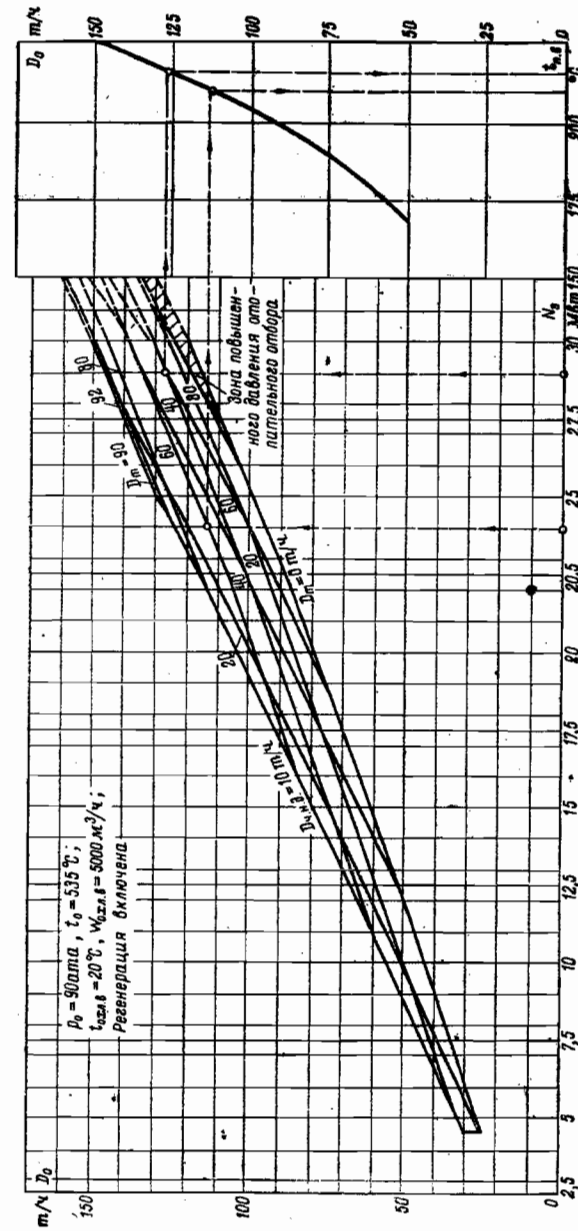


Рис 1-28. Диаграмма режимов турбины типа Т-25-90 (ВТ-25-5).

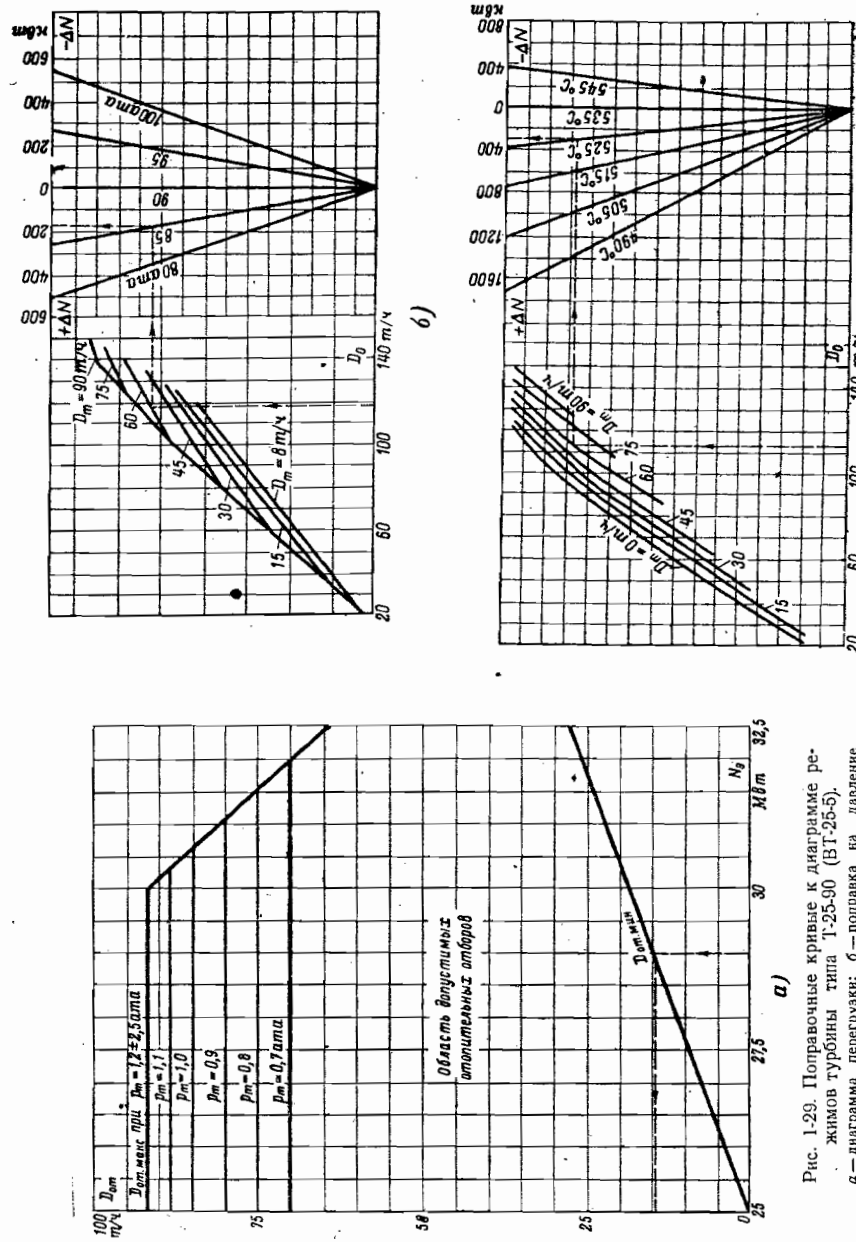


Рис. 1-29. Поправочные кривые к диаграмме режимов турбины типа Т-25-90 (ВТ-25-5).
а — диаграмма перегрузки; б — поправка на давление свежего пара; в — поправка на температуру свежего пара.

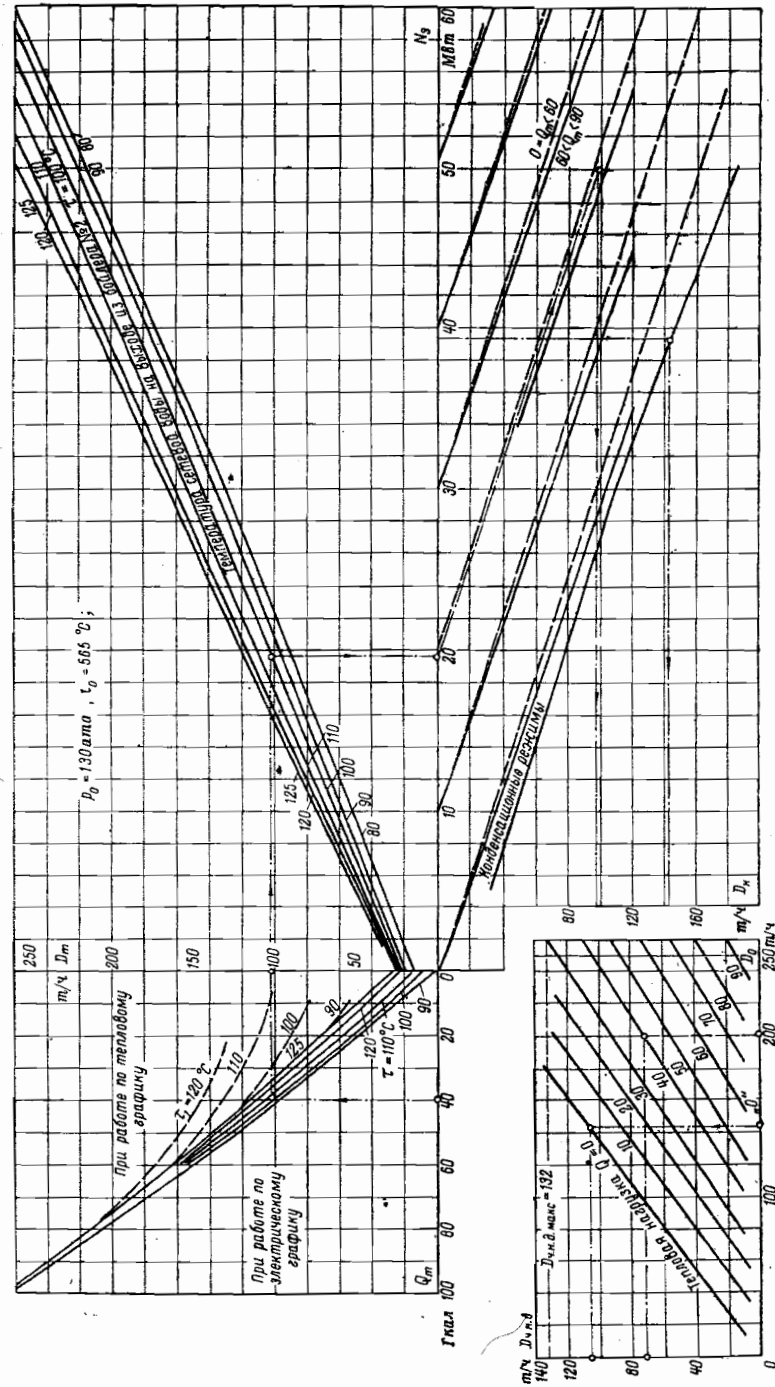


Рис. 1-30. Диаграмма режимов турбины типа Т-50-130 (ВТ-50-1).

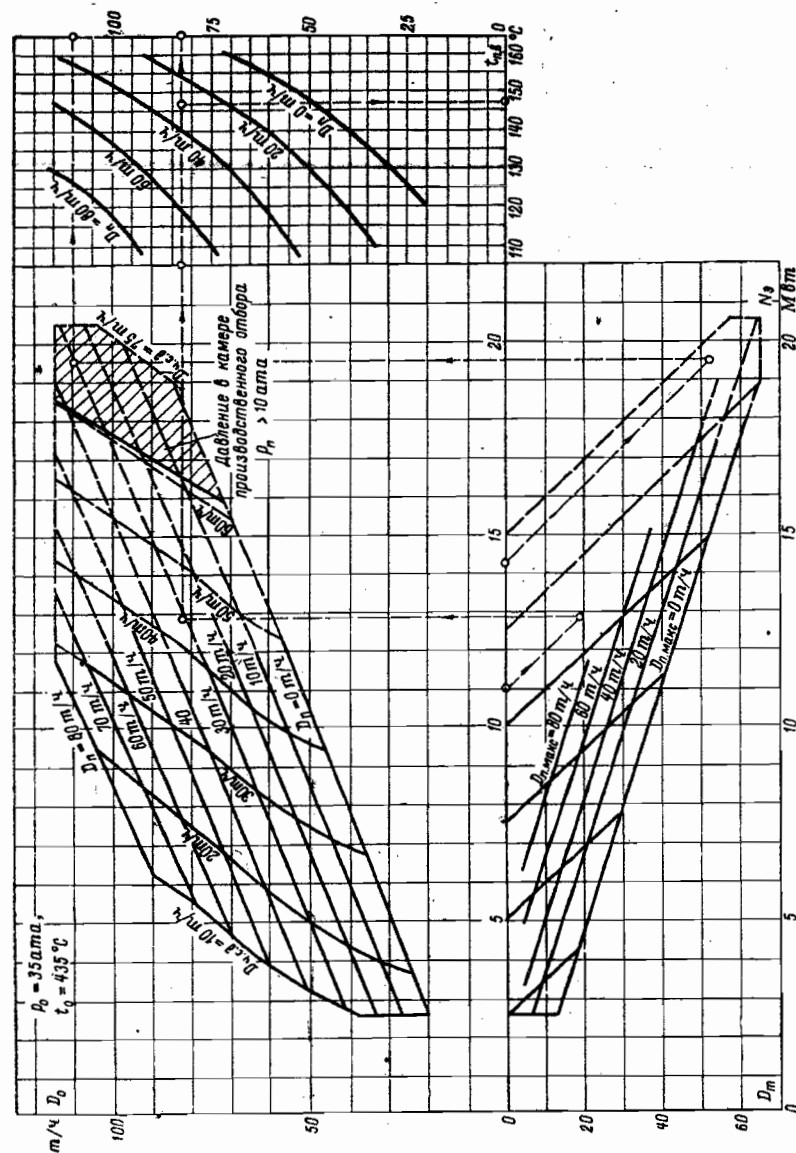


Рис. 1-31. Диаграмма режимов турбины типа ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1).

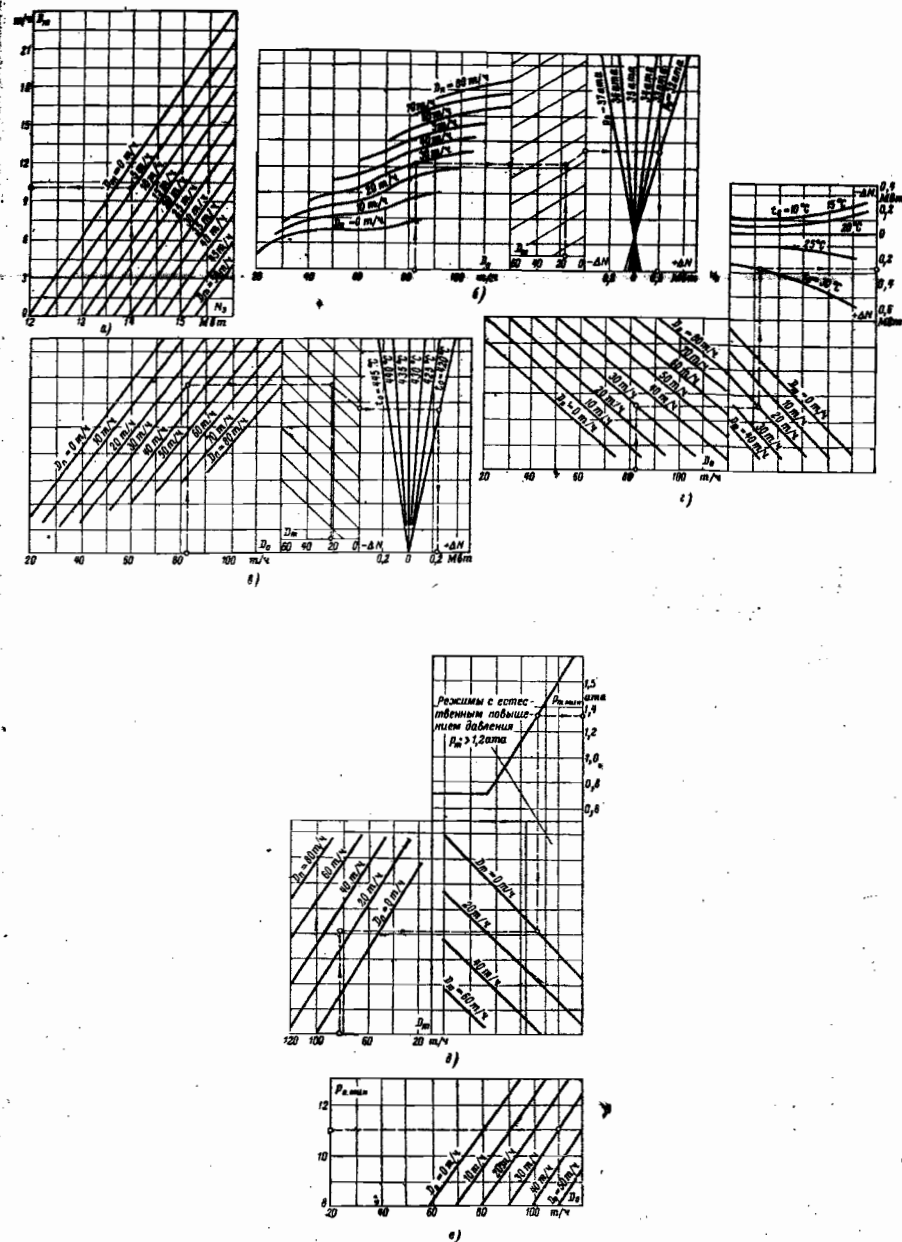


Рис. 1-32. Поправочные кривые к диаграмме режимов турбины типа ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1).
 а — диаграмма перегрузки; б — поправка на давление свежего пара; в — поправка на температуру свежего пара; г — поправка на температуру охлаждающей воды; д — минимально возможное давление теплофикационного отбора; е — минимально возможное давление в производственном отборе.

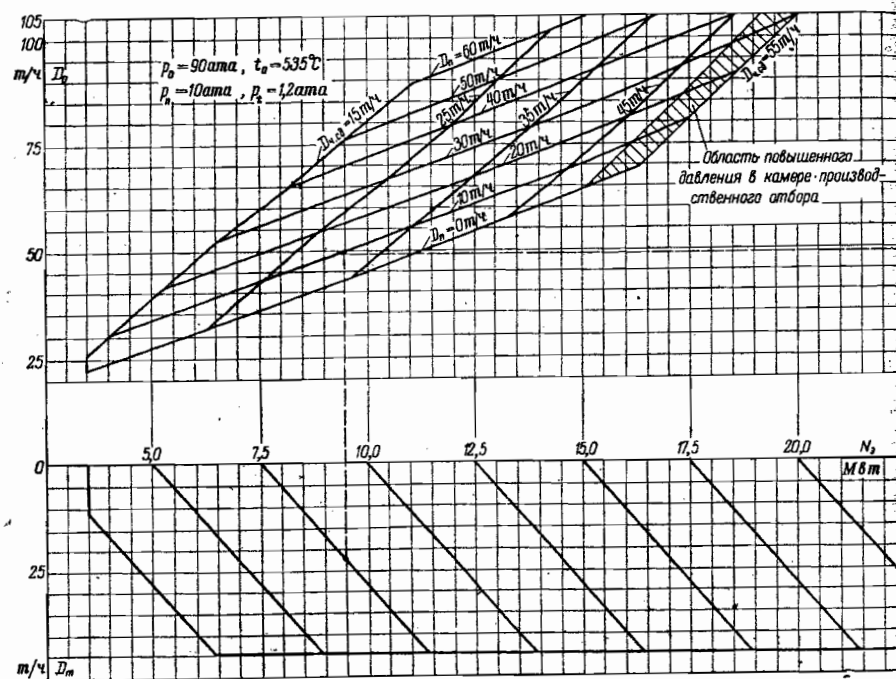
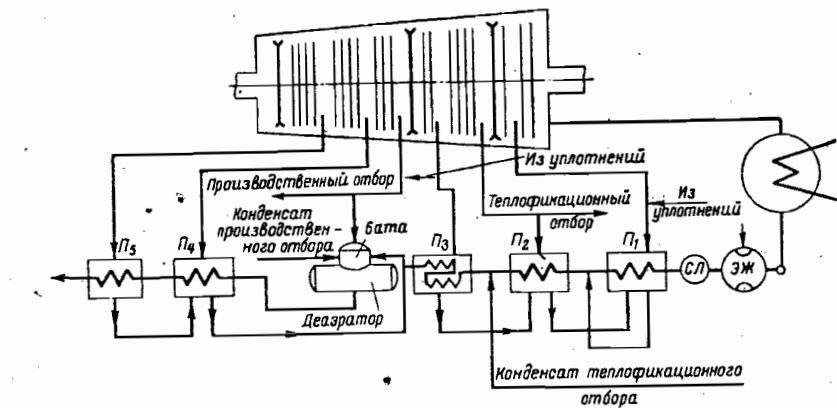


Рис. 1-33. Диаграмма режимов турбины типа ПТ 12-90/10 (ВПТ-12).

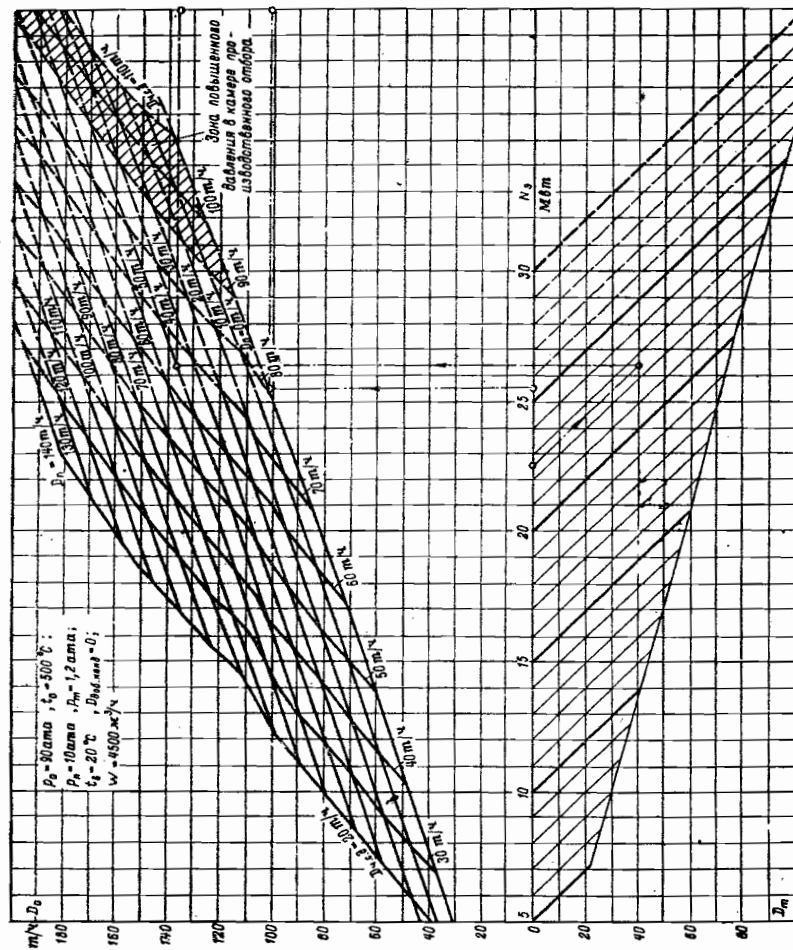


Рис. 1-34. Диаграмма режимов турбины типа ПТ-25.90/10 (ВПТ-25.3).

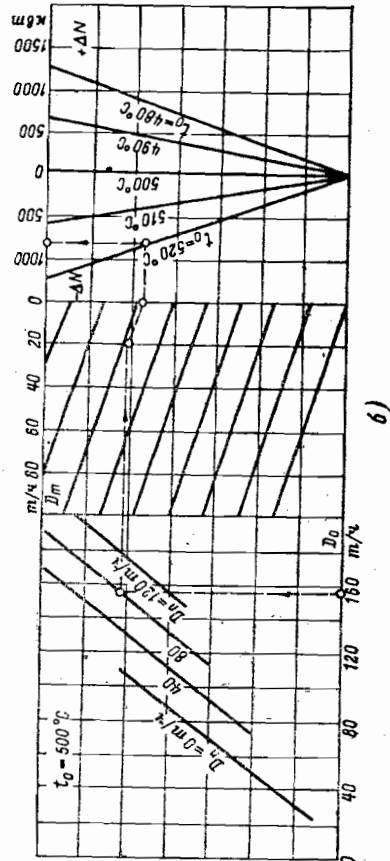
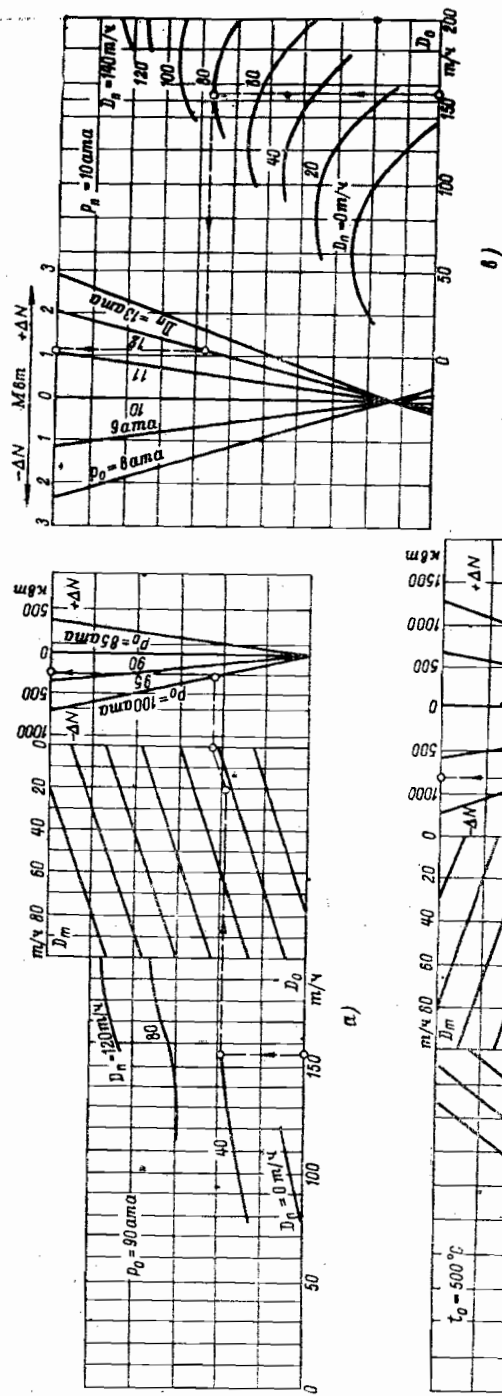


Рис. 1-35.

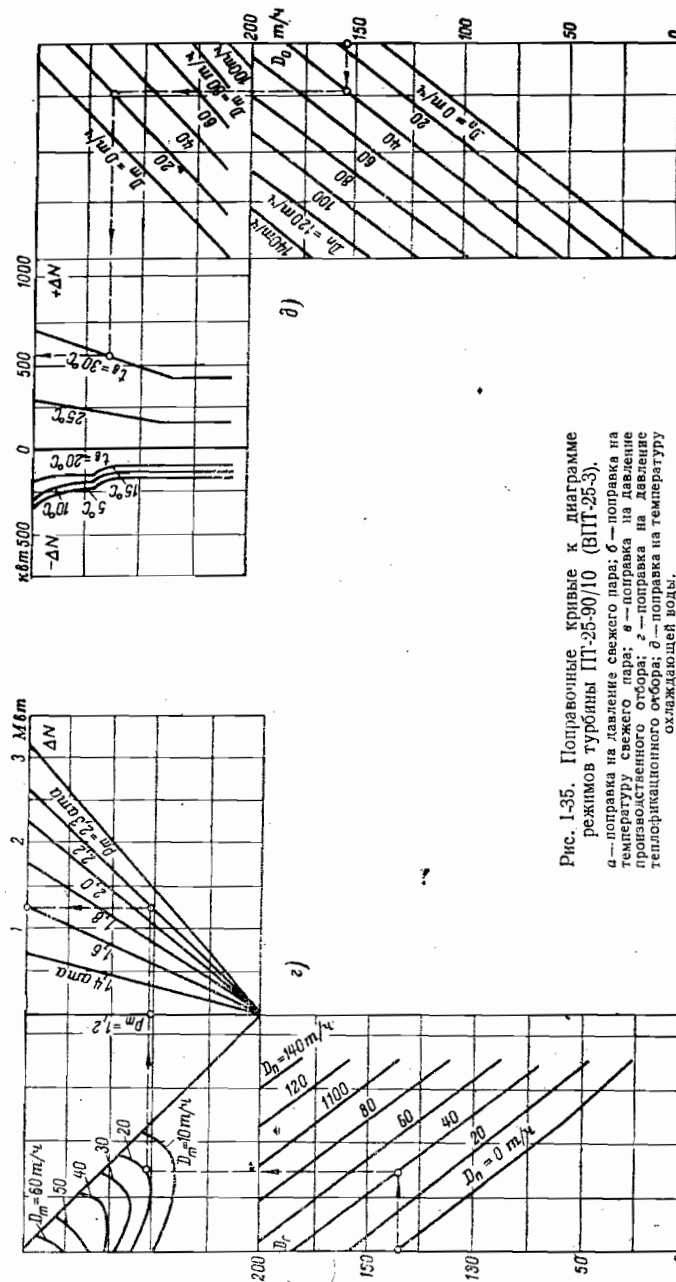


Рис. 1-35. Поправочные кривые к диаграмме режимов турбины ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-3).
 а — поправка на давление свежего пара; б — поправка на температуру свежего пара; в — поправка на давление производственного отбора; г — поправка на давление теплофикационного отбора; д — поправка на температуру охлаждающей воды.

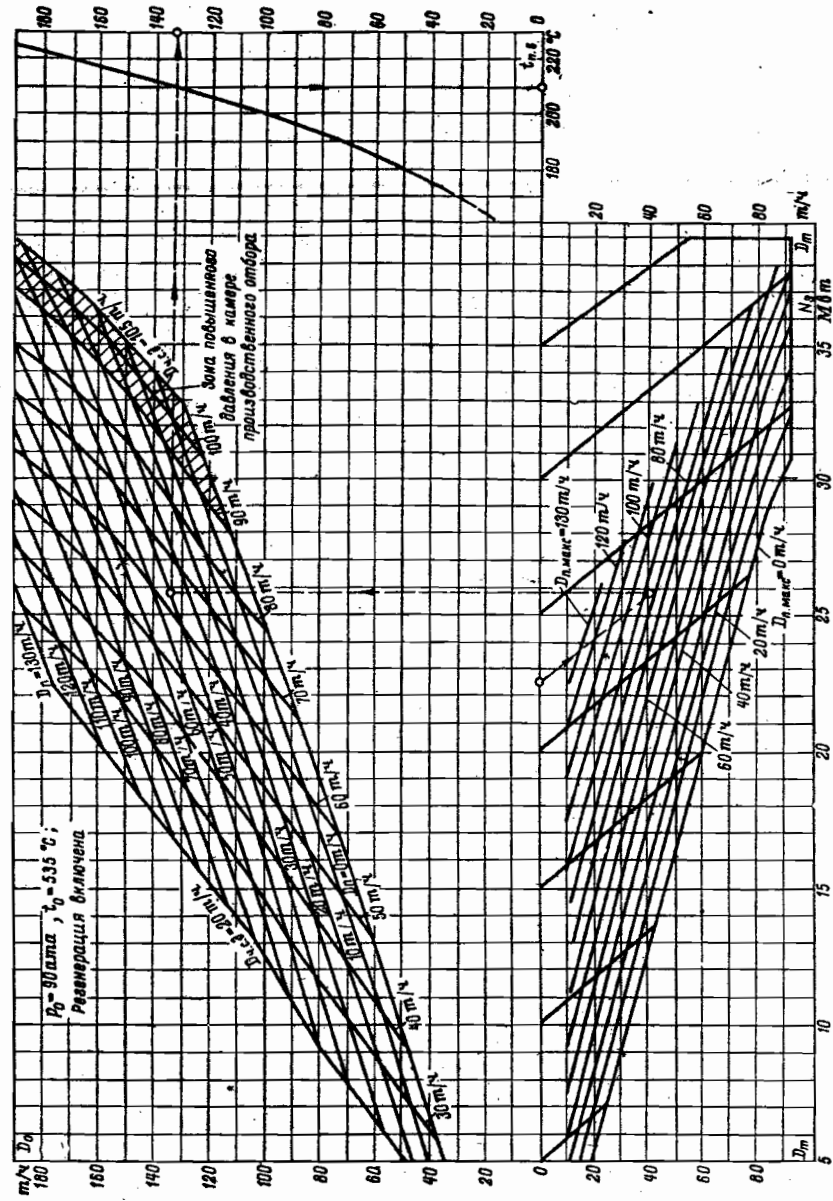
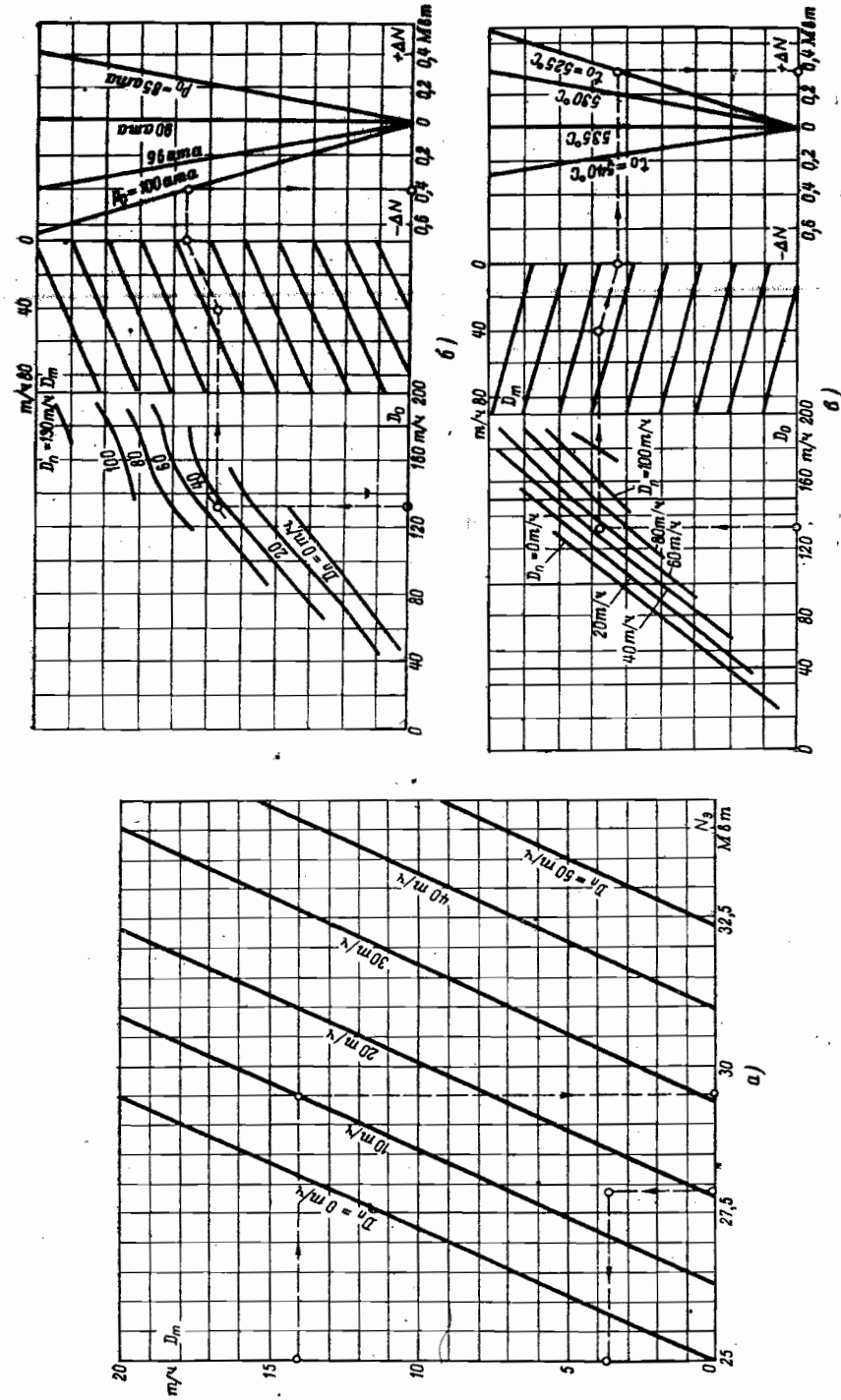


Рис. 1-36. Диаграмма расходов турбины типа ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4).



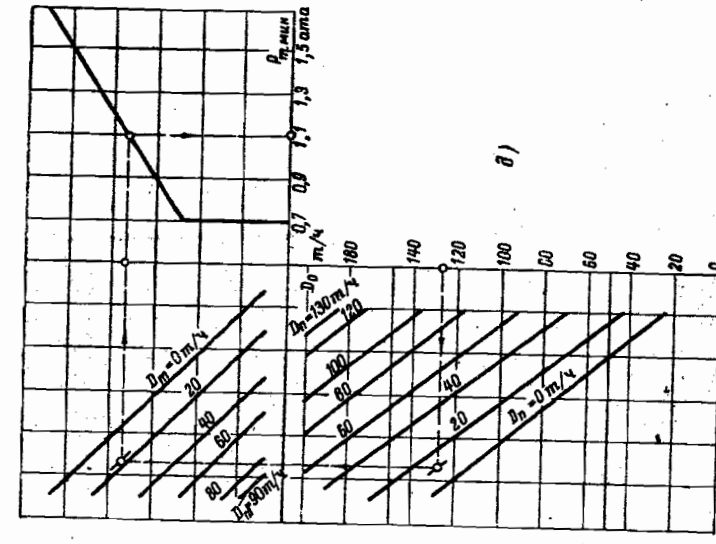


Рис. 1-37. Поправочные кривые к диаграмме режимов турбины ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4).
 а — диаграмма перегрузки; б — поправка на давление свежего пара; в — поправка на температуру свежего пара;
 з — поправка на температуру охлаждающей воды; д — минимально возможное давление теплофикационного отбора;
 е — минимально возможное давление производственного отбора.

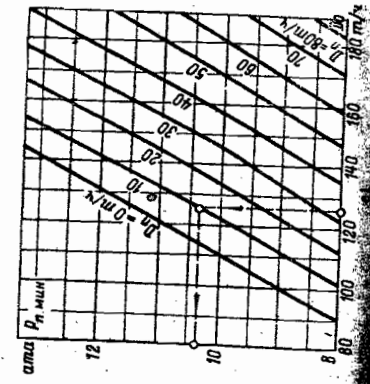
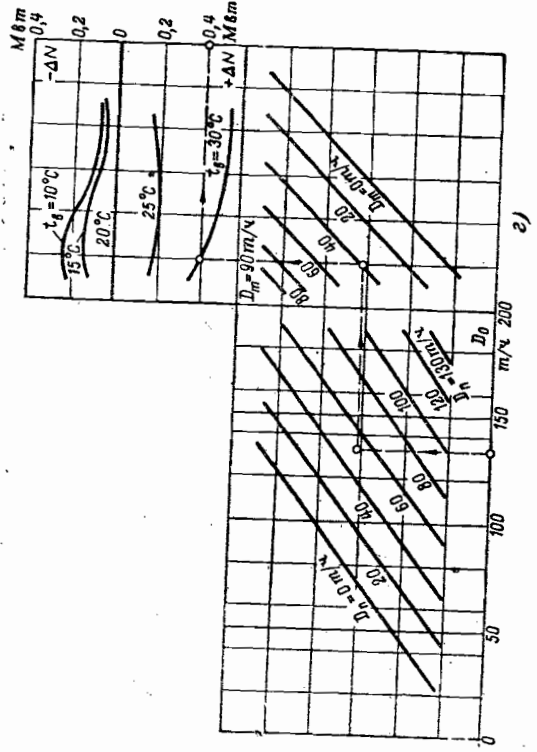
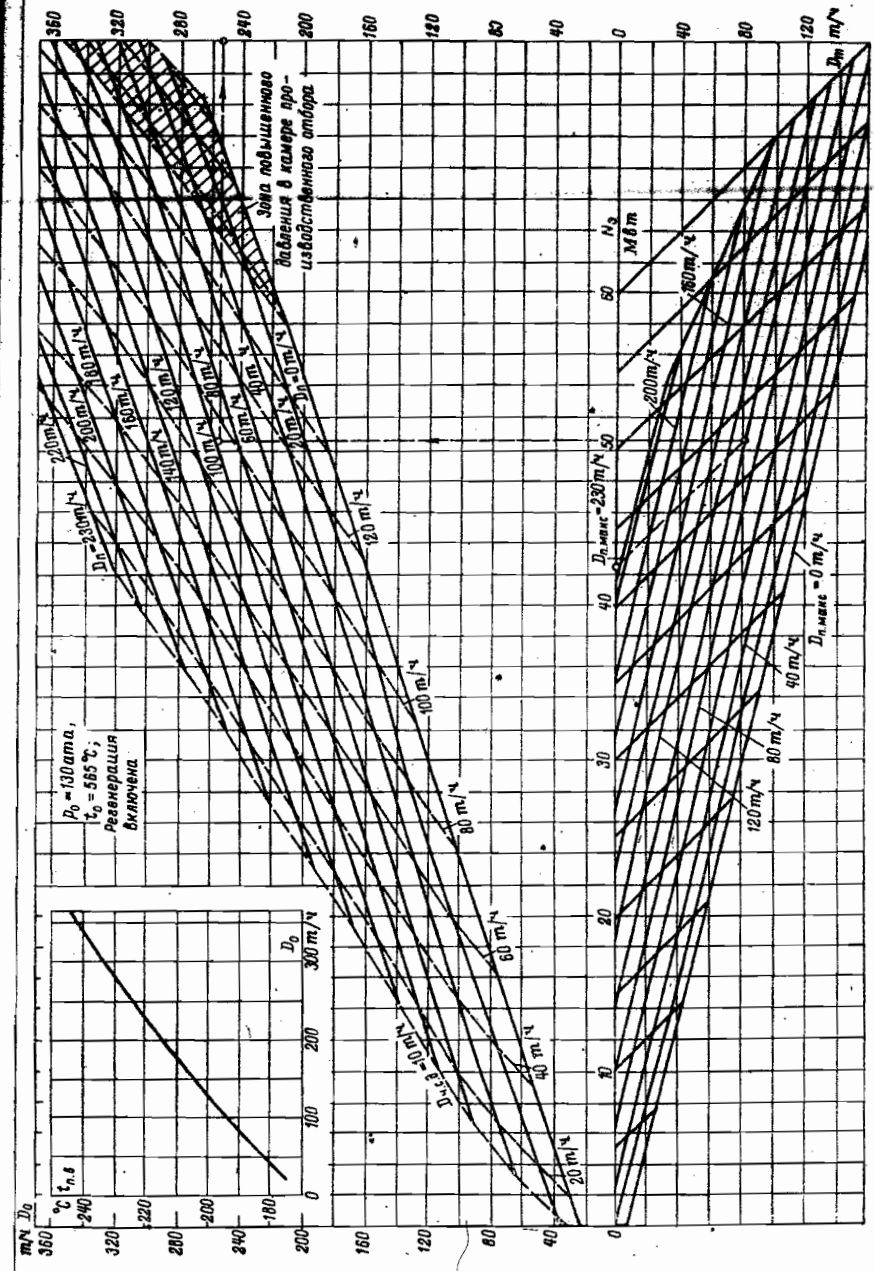


Рис. 1-38. Диаграмма режимов турбины типа ПТ-50-90/13 (ВПТ-50-2).



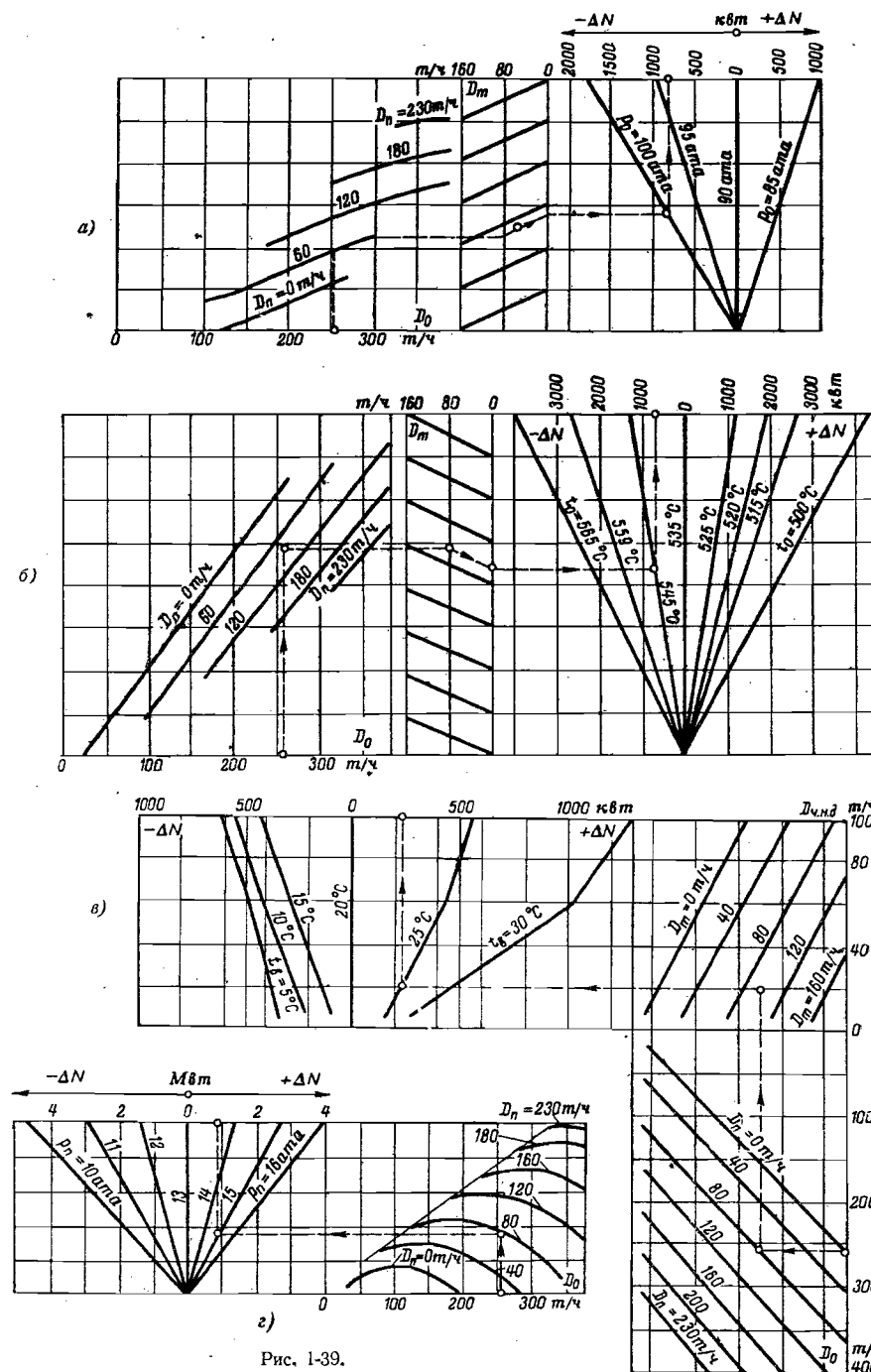


Рис. 1-39.

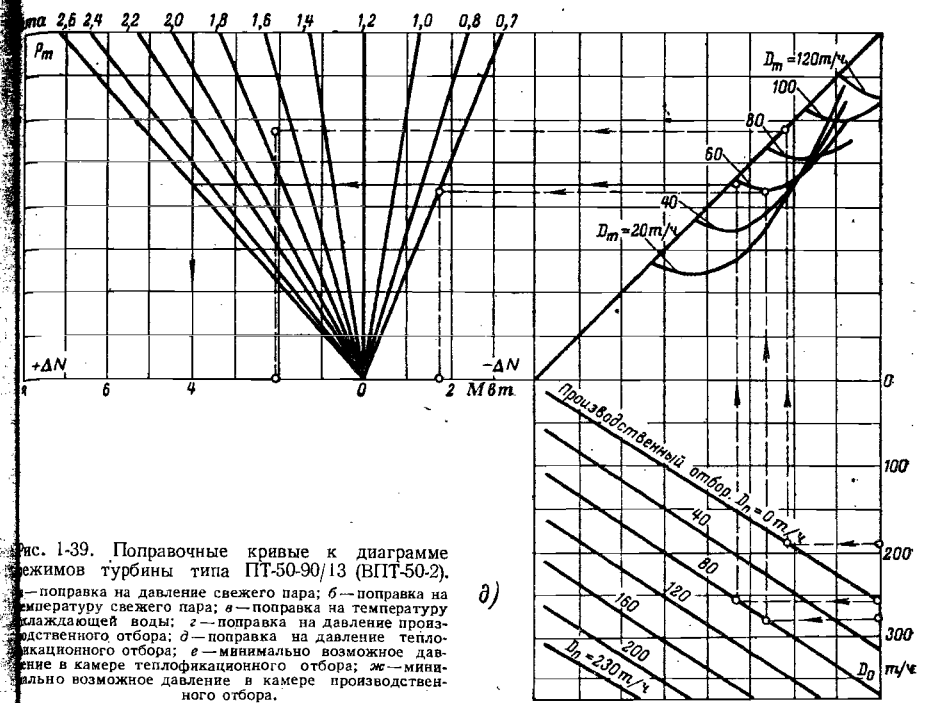
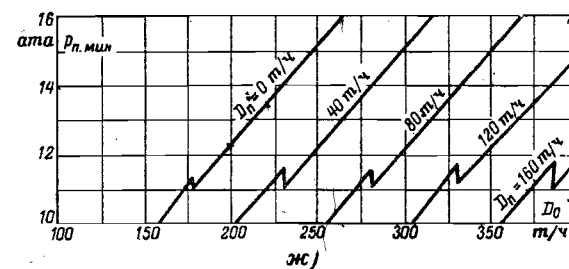
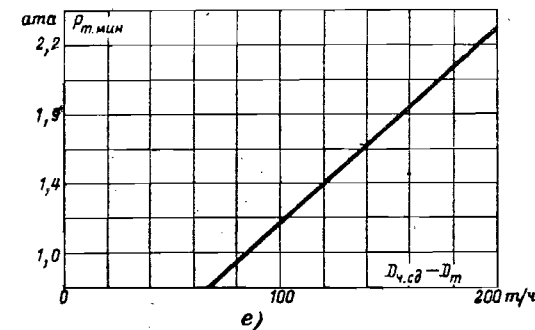


Рис. 1-39. Поправочные кривые к диаграмме режимов турбины типа ПТ-50-90/13 (ВПТ-50-2).
 — поправка на давление свежего пара; б — поправка на температуру свежего пара; в — поправка на температуру охлаждающей воды; г — поправка на давление производственного отбора; д — поправка на давление теплофикационного отбора; е — минимально возможное давление в камере теплофикационного отбора; ж — минимально возможное давление в камере производственного отбора.



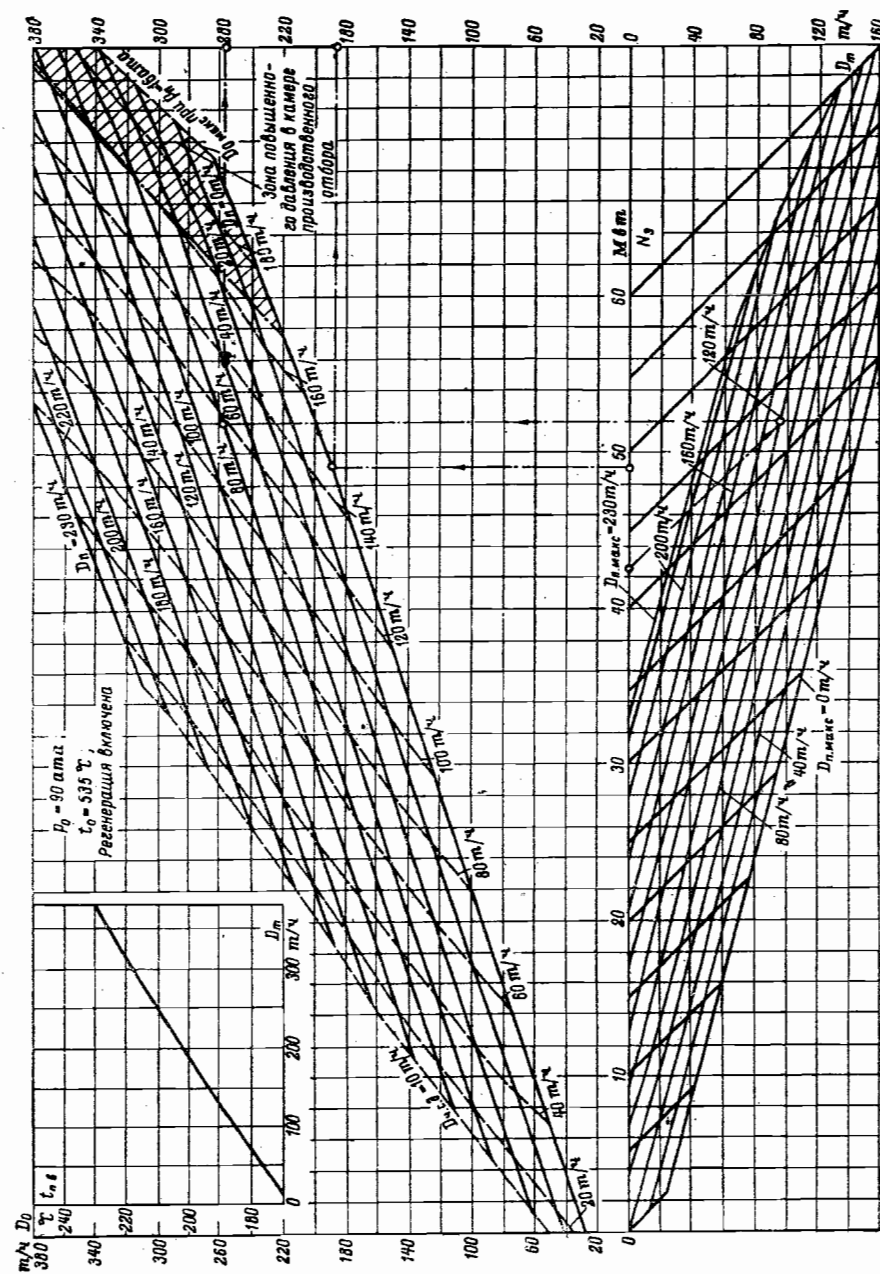


Рис. 140. Диаграмма режима турбины типа ТТ-50-130/15 (БНТ-50.3).

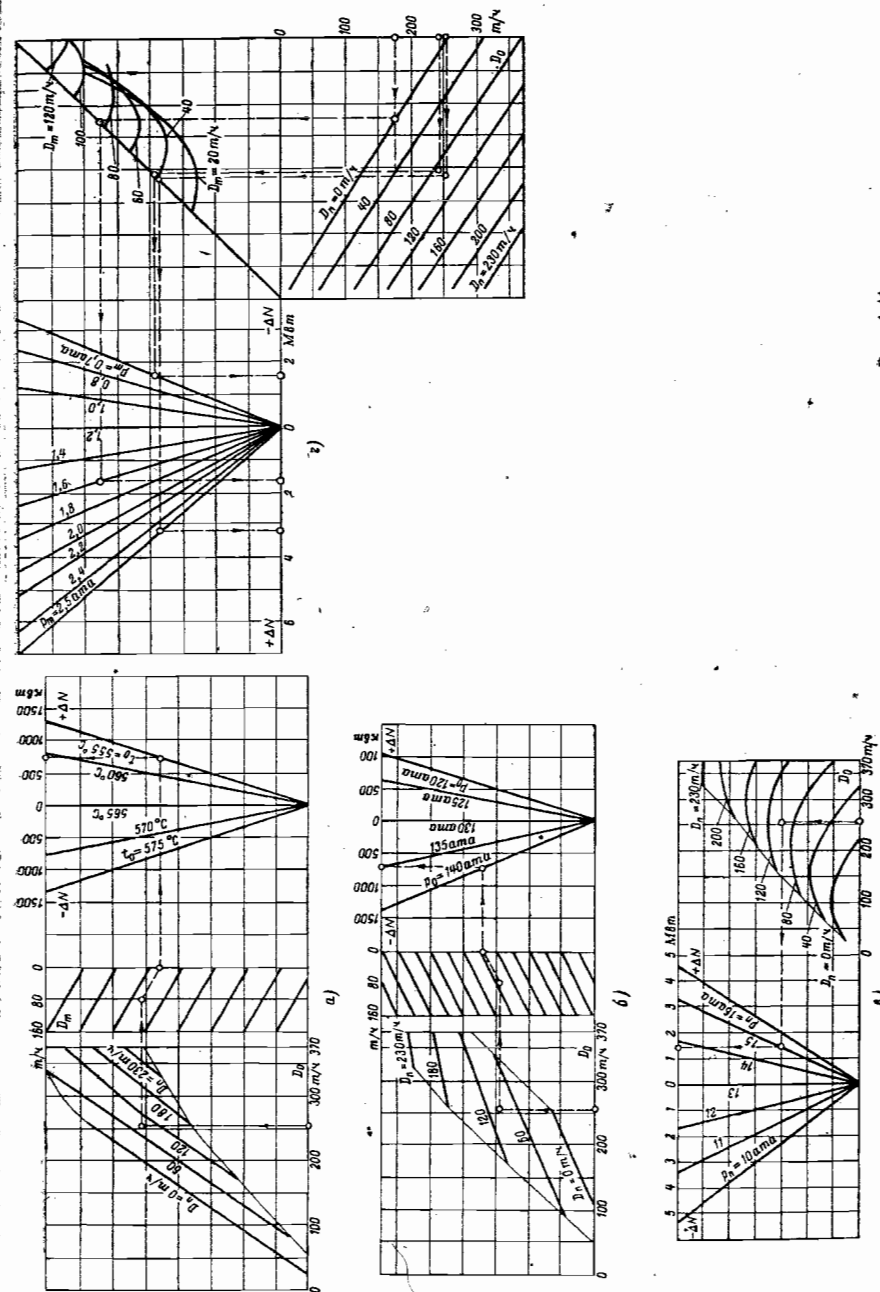


Рис. 141.

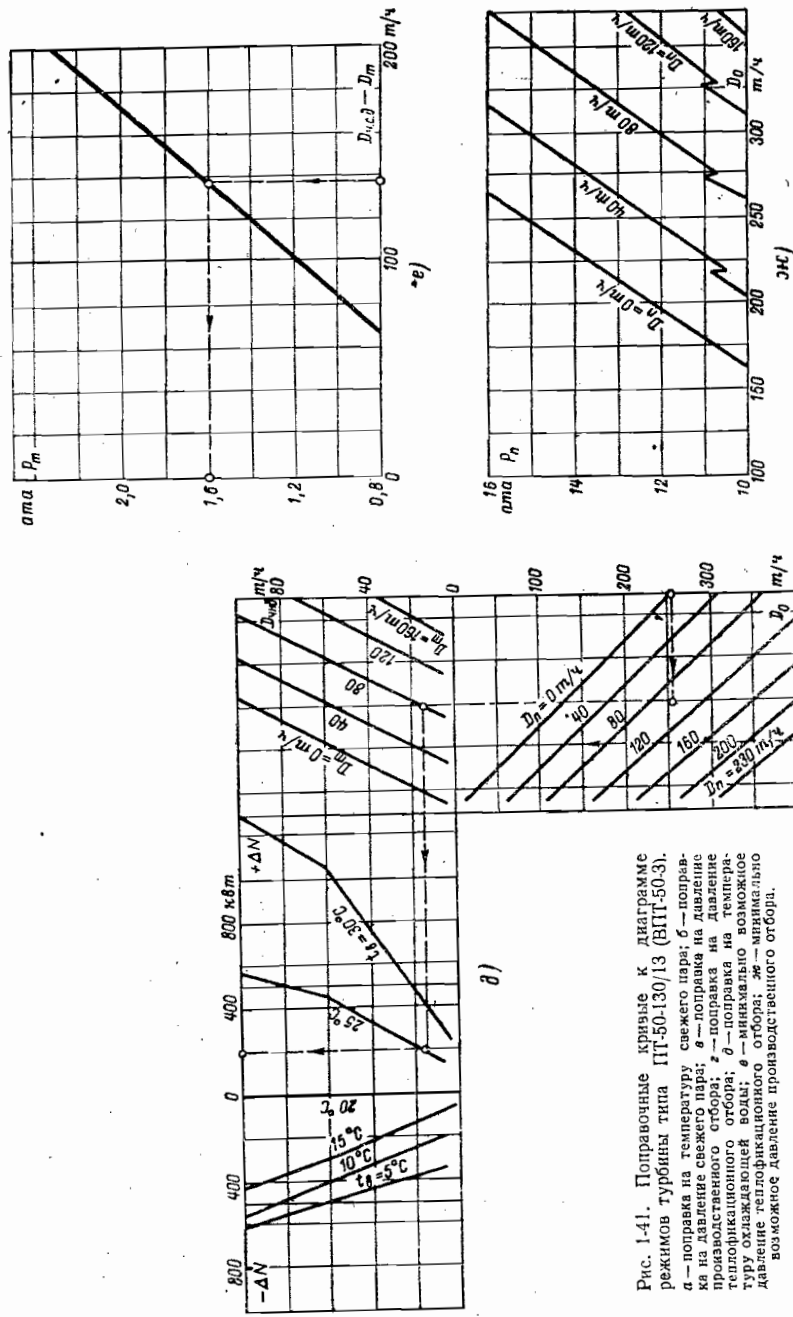


Рис. 1-41. Поправочные кривые к диаграмме режимов турбины типа ПТ-50-130/13 (ВПТ-50-3).

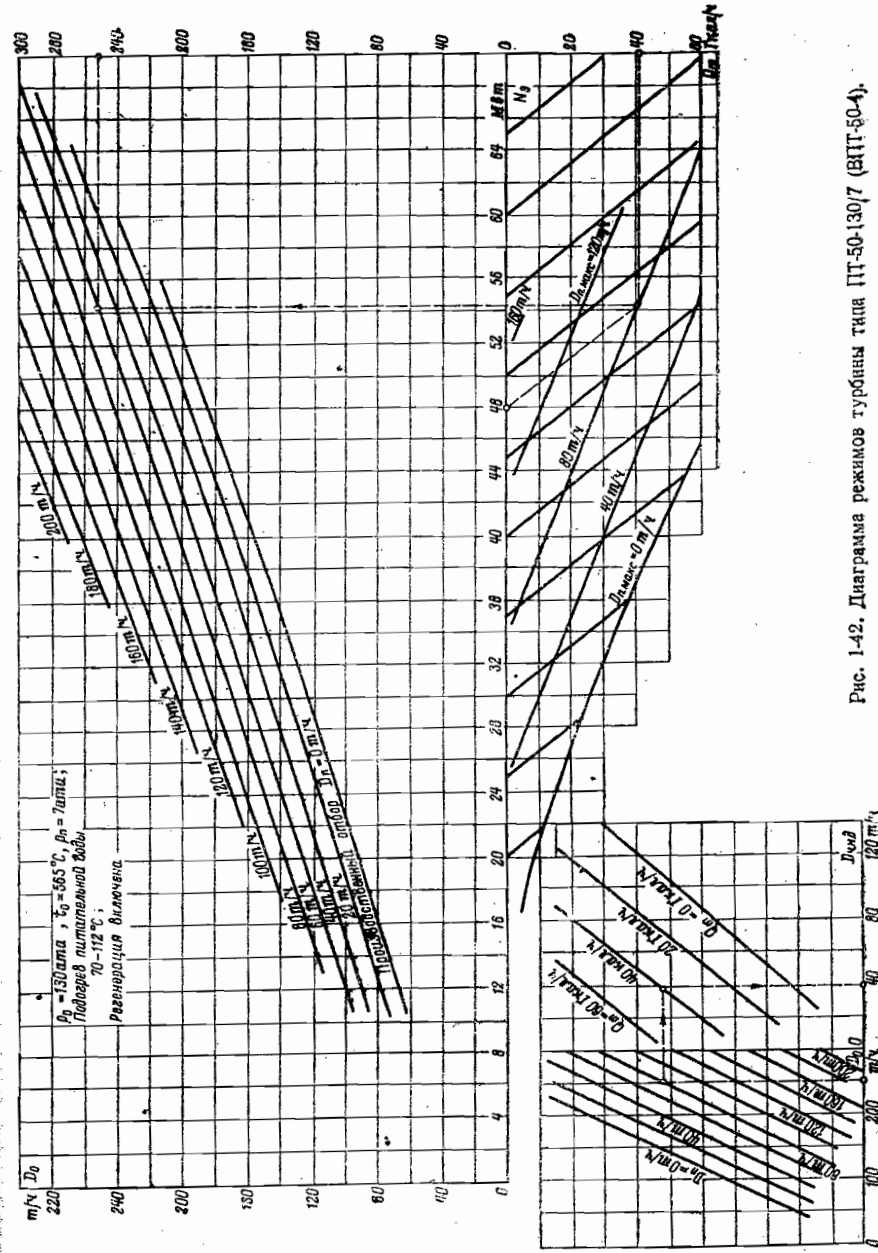


Рис. 1-42. Диаграмма режимов турбины типа ПТ-50-130/7 (ВПТ-50-4).

ГЛАВА ВТОРАЯ КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

2-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВАХ

Конденсационные устройства предназначены для конденсации пара, отработавшего в паровых турбинах. В паротурбинных установках, как правило, применяются конденсаторы поверхностного типа. Охлаждающая (циркуляционная) вода проходит через пучки трубок, расположенных в паровом пространстве конденсатора. Отработавший пар турбины, соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, конденсируется, отдавая скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде.

В процессе конденсации удельный объем (т. е. объем, приходящийся на единицу веса) отработавшего пара уменьшается в десятки тысяч раз, что и приводит к образованию вакуума в конденсаторе.

Для поддержания вакуума в конденсаторе применяются специальные отсасывающие устройства, как, например, пароструйные и водоструйные эжекторы, центробежные воздушные насосы, которые удаляют из конденсатора воздух, попадающий в него с паром и через неплотности паротурбинной установки, работающей под вакуумом.

Схема установки поверхностного конденсатора представлена на рис. 2-1.

Абсолютное давление пара в конденсаторе

$$p_{2к} = B_0 - H_0 \text{ [мм рт. ст.], (2-1)}$$

где B_0 — приведенное к $t = 0^\circ\text{C}$ барометрическое давление B , замеренное по ртутному барометру, мм рт. ст.;

H_0 — приведенное к $t = 0^\circ\text{C}$ разрежение в конденсаторе H , замеренное по вакуумметру, мм рт. ст.

Приведение показаний барометра B или вакуумметра H к $t = 0^\circ\text{C}$ выполняется по уравнению

$$R_0 = R - (\alpha - \beta) R \cdot t \text{ [мм рт. ст.], (2-2)}$$

где $R_0 = B_0$ или H_0 ;
 $R = B$ или H ;

α — коэффициент расширения ртути, равный 0,000182;

β — коэффициент линейного расширения шкалы барометра или вакуумметра, равный для шкалы 0,000019 и для шкалы 0,000011;

t — температура ртути и шкалы, принимаемая равной температуре воздуха в месте установки прибора, $^\circ\text{C}$.

При определении истинного значения давления в конденсаторе к показаниям барометра или вакуумметра прибавляются поправки на капиллярность и на высоту установки вакуумметра.

Величины поправок на капиллярность (табл. 2-1) прибавляются к показаниям барометра или вакуумметра. Для ограничения поправок на капиллярность рекомендуется применять ртутные приборы с внутренним диаметром трубок не менее 8—10 мм.

Если барометр и вакуумметр установлены на разных высотах, показан

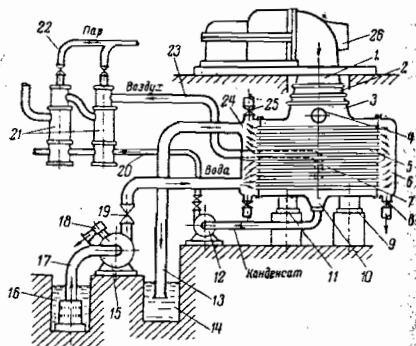


Рис. 2-1. Схема поверхностного конденсатора: 1 — выпускной патрубок турбины; 2 — волнистый конденсатор; 3 — приемный патрубок конденсатора; 4 — труба для отвода пара в атмосферу; 5 — трубки; 6 — водяная камера (задняя); 7 — труба для отсоса воздуха; 8 — спускные краны для воды; 9 и 11 — опоры; 10 — сборник конденсата; 12 — конденсатор; 13 — сливная труба охлаждающей воды; 14 — отводящий канал; 15 — циркуляционный насос; 16 — подводный канал охлаждающей воды; 17 — всасывающая труба охлаждающей воды; 18 — патрубок к водоструйному эжектору (для подсоса воды перед пуском насоса); 19 — задвижка на напорной линии охлаждающей воды; 20 — напорная линия конденсата; 21 — пароструйный двухступенчатый эжектор; 22 — подвод пара к эжектору; 23 — подвод отсоса воздуха; 24 — водяная камера (передняя); 25 — кран для выпуска воздуха из водяного пространства конденсатора; 26 — труба.

Поправка на капиллярность к показаниям ртутных приборов, мм рт. ст.

Внутренний диаметр трубки, мм	Высота мениска, мм					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
6	0,24	0,48	0,70	0,90	1,07	1,21
7	0,17	0,34	0,49	0,64	0,76	0,87
8	0,12	0,24	0,35	0,46	0,56	0,64
9	0,09	0,18	0,26	0,34	0,41	0,47
10	0,07	0,13	0,19	0,25	0,30	0,35
11	0,05	0,10	0,14	0,19	0,23	0,27
12	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,20
13	0,03	0,06	0,09	0,11	0,14	0,16
14	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12

Таблица 2-2

Основные параметры сухого насыщенного пара на кривой насыщения*

p , ата	t_n , $^\circ\text{C}$	v'' , м ³ /кг	i'' , ккал/кг	r , ккал/кг	p , ата	t_n , $^\circ\text{C}$	v'' , м ³ /кг	i'' , ккал/кг	r , ккал/кг
0,020	17,204	68,26	604,9	587,6	0,075	39,95	19,60	614,7	574,7
0,025	20,776	55,28	606,4	585,6	0,080	41,16	18,45	615,2	574,0
0,030	23,772	46,52	607,8	584,0	0,085	42,32	17,43	615,7	573,4
0,035	26,359	40,22	608,9	582,5	0,090	43,41	16,51	616,2	572,7
0,040	28,641	35,46	609,8	581,1	0,095	44,46	15,69	616,6	572,2
0,045	30,69	31,72	610,7	580,0	0,10	45,45	14,95	617,0	571,6
0,050	32,55	28,73	611,5	578,9	0,11	47,33	13,66	617,8	570,5
0,055	34,25	26,25	612,3	578,0	0,12	49,06	12,59	618,6	569,5
0,060	35,82	24,18	613,0	577,2	0,13	50,67	11,67	619,3	568,6
0,065	37,29	22,43	613,6	576,3	0,14	52,18	10,88	619,9	567,7
0,070	38,66	20,92	614,1	575,4					

* Выписано из таблиц ВТИ [Л. 3].

ния барометра' приводятся к уровню установки вакуумметра. Приведенное значение барометрического давления B_0^{np} с учетом поправки на высоту установки вакуумметра подсчитывается по уравнению

$$\lg B_0^{np} = \lg B_0 + \frac{A_0 - A}{18400 + 70t_{cp}^a}, \quad (2-3)$$

где A_0 — уровень расположения барометра, м;

A — уровень расположения вакуумметра, м;

t_{cp}^a — средняя температура воздушного столба между уровнями A_0 и A .

Абсолютное давление в конденсаторе (в технических атмосферах)

$$p_{2к} = \frac{B_0 - H_0}{735,6} = \frac{B_0}{735,6} \left(1 - \frac{v}{100}\right) \text{ [ата]}, \quad (2-4)$$

где $v = \frac{H_0}{B_0} \cdot 100\%$ — вакуум в конденсаторе.

В табл. 2-2 представлена связь между давлением в конденсаторе и его температурой насыщения по данным ВТИ.

2-2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАТОРА

Уравнение теплового баланса конденсатора (без учета потерь в окружающую среду)

$$D_k (i_0 - \bar{t}_k) = W_k \Delta t, \quad (2-5)$$

где D_k — количество пара, поступающего в конденсатор, кг/сек или т/ч;

W_k — расход охлаждающей воды через конденсатор, кг/сек или т/ч;

i_2 — теплосодержание отработавшего пара, ккал/кг ;

$\bar{i}_k$ — теплосодержание конденсата, ккал/кг (численно равное его температуре t_k), $^{\circ}\text{C}$;

Δt — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, $^{\circ}\text{C}$, вычисляемый по формуле

$$\Delta t = t_2^a - t_1^a;$$

t_1^a и t_2^a — температуры охлаждающей воды при входе и выходе из конденсатора (численно равные теплосодержаниям воды, ккал/кг), $^{\circ}\text{C}$.

Величины D_k и i_2 берутся из теплового расчета турбины. Значение t_k принимается:

для регенеративных конденсаторов

$$t_k = t_n - (0 \div 1^{\circ}\text{C}),$$

где t_n — температура пара, поступающего в конденсатор, равная температуре насыщения t_n (табл. 2-2), $^{\circ}\text{C}$;

для нерегенеративных конденсаторов

$$t_k = t_n - (3 \div 5^{\circ}\text{C}).$$

Принимаются также значения Δt : для одноходовых конденсаторов

$$\Delta t = 4 - 6^{\circ}\text{C};$$

для двухходовых конденсаторов

$$\Delta t = 7 - 9^{\circ}\text{C};$$

для трех- и четырехходовых конденсаторов

$$\Delta t = 10 - 12^{\circ}\text{C}.$$

Расчетные значения температуры воды при входе в конденсатор t_1^a , согласно ГОСТ 3618-58, принимаются равными 10, 15, 20 и 25°C (в зависимости от географического местонахождения водного источника и выбранной системы водоснабжения).

Кратность охлаждения

$$m = \frac{W_k}{D_k} [\text{кг/кг или } m/m]. \quad (2-6)$$

Значения m принимаются: для одноходовых конденсаторов

$$m = 80 - 120,$$

для двухходовых конденсаторов

$$m = 60 - 70,$$

для трех- и четырехходовых конденсаторов

$$m = 40 - 50.$$

При расчетах значения давлений отработавшего пара p_{2k} принимают в зависимости от температуры охлаждающей воды t_1^a :

для $t_1^a = 10^{\circ}\text{C}$

$$p_{2k} = 0,03 - 0,035 \text{ ага},$$

для $t_1^a = 15^{\circ}\text{C}$

$$p_{2k} = 0,04 - 0,05 \text{ ага},$$

для $t_1^a = 20 - 25^{\circ}\text{C}$,

$$p_{2k} = 0,06 - 0,07 \text{ ага}.$$

Поверхность охлаждения конденсатора

$$F_k = \frac{D_k(i_2 - t_k)}{k \Delta t_{cp}} [\text{м}^2], \quad (2-7)$$

где k — коэффициент теплопередачи конденсатора, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}$;

Δt_{cp} — средняя разность температур между паром и водой, $^{\circ}\text{C}$.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле проф. Л. Д. Бермана, составленной применительно к современным конструкциям конденсаторов:

$$k = 3500 a \left(\frac{1,1 w_a}{V a_1} \right)^x \left[1 - \frac{0,42 \sqrt{a}}{1000} \times (35 - t_1^a)^2 \right] \Phi_a \Phi_z [\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}], \quad (2-8)$$

где $x = 0,12 a (1 + 0,15 t_1^a)$;

a — коэффициент, учитывающий состояние поверхности охлаждения конденсатора (коэффициент чистоты конденсатора);

w_a — скорость охлаждающей воды в трубках, м/сек ;

d_1 — внутренний диаметр трубки, мм ;

Φ_a — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора;

Φ_z — коэффициент, учитывающий влияние числа ходов воды в конденсаторе.

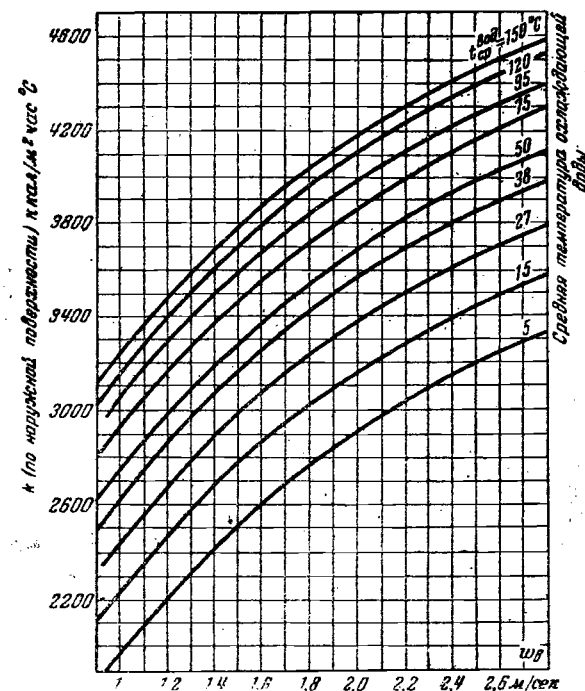


Рис. 2-2. Опытные кривые коэффициента теплопередачи в конденсаторах паровых турбин для латунных трубок 19 мм.

Формула (2-8) пригодна для конденсаторов с хорошей плотностью, с латунными трубками для $t_1^a \leq 35^{\circ}\text{C}$ и $w_a = 0,9 - 3,0 \text{ м/сек}$.

Значения a принимаются: для точного водоснабжения и чистой воды $a = 0,8 - 0,85$; для обратного водоснабжения и достаточной продувки системы или химической обработки воды $a = 0,75 - 0,8$; для грязной воды при возможном образовании минеральных или органических отложений $a = 0,65 - 0,75$.

Коэффициент Φ_a принимается: для вновь проектируемых конденсаторов и для паровых нагрузок, изменяющихся в пределах от $(0,9 \div 0,012 t_1^a)$ $d_k^{\text{ном}}$ до номинального значения $d_k^{\text{ном}}$, всегда $\Phi_a = 1$; для паровых нагрузок меньше $(0,9 \div 0,012 t_1^a)$ $d_k^{\text{ном}}$ величина $\Phi_a = \delta(2 - \delta)$.

В приведенных соотношениях:

$$\delta = \frac{d_k}{(0,9 \div 0,012 t_1^a) d_k^{\text{ном}}};$$

$d_k = \frac{D_k}{F_k}$ — удельная паровая нагрузка конденсатора, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$; нормальное значение:

$$d_k = 40 - 45 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

При $d_2 = 25 \text{ мм}$ значение k принимается на 3% ниже величины, определяемой по графику рис. 2-2. Значения k , определяемые по этому графику, нужно рассматривать как максимально достижимые для чистой поверхности конденсатора.

На рис. 2-3 представлен график для определения коэффициента теплопередачи k в зависимости от w_a , d_k и t_1^a . Значения k_0 по графику построены при $t_1^a = 21^{\circ}\text{C}$ и $d_k = 40 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$. Для определения коэффициента теплопередачи k нанесены поправочные кривые, учитывающие влияние t_1^a (кривая β_1) и d_k (кривая β_2). Коэффициент теплопередачи по графику рис. 2-3 определяется по уравнению

$$k = \beta_1 \beta_2 k_0. \quad (2-9)$$

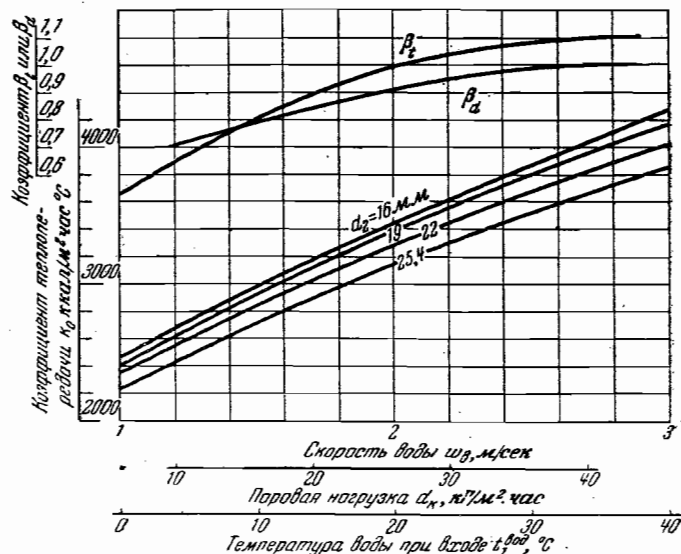


Рис. 2-3. Зависимость коэффициента теплопередачи k_0 от скорости охлаждающей воды w_0 , ее температуры при входе t_1 и паровой нагрузки d_k для латунных трубок разных диаметров d_2 по опытным данным.

Коэффициент теплопередачи с учетом поправки на загрязнение поверхности охлаждения β_3 , которая принимается 0,85, равен:

$$k = \beta_3 \beta_1 \beta_2 k_0. \quad (2-10)$$

Средняя разность температур между водой и паром

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\Delta t + \delta t}{\delta t}} \quad [^\circ\text{C}], \quad (2-11)$$

где $\delta t = t_n - t_2^0$.

2-3. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОНДЕНСАТОРА

Наиболее часто применяются охлаждающие трубки с диаметрами $d_2/d_1 = 19/17$, $24/22$ и $25/23$ мм; большие диаметры трубок применяются для загрязненной воды.

Активная длина трубок конденсатора, равная расстоянию между трубными досками,

$$L = \frac{F_k}{\pi d_1 n_z z} \quad [м], \quad (2-12)$$

где n_z — число трубок в одном ходе конденсатора;
 z — число ходов конденсатора.

Число охлаждающих трубок в одном ходе конденсатора

$$n_z = \frac{4W_k}{\pi d_1^2 w_0}, \quad (2-13)$$

где W_k — расход охлаждающей воды через конденсатор, $м^3/сек$;
 d_1 — внутренний диаметр охлаждающей трубки, $м$;
 w_0 — скорость охлаждающей воды в трубках; принимается в пределах 1,5—2,5 $м/сек$.

Общее число охлаждающих трубок конденсатора (в каждом ходе размещается одинаковое число трубок)

$$n_0 = n_z z. \quad (2-14)$$

Диаметр трубной доски или эквивалентный диаметр (если доска не круглая)

$$D_{тр} = 1,05 t \sqrt{\frac{n_0}{\eta_{тр}}} \quad [мм], \quad (2-15)$$

где t — шаг охлаждающих трубок, $мм$;
 $\eta_{тр}$ — коэффициент заполнения трубной доски (табл. 2-3).

При креплении трубок вальцовкой $t \approx 1,3 d_2$; при сальниковом креплении

Таблица 2-3

Коэффициент заполнения трубной доски $\eta_{тр}$

Тип конденсатора	Число ходов n_z		
	2	3	4
С раздельным потоком воды	0,65—0,72	0,63—0,7	0,6—0,68
С нераздельным потоком воды	0,7—0,8	0,68—0,75	0,56—0,72

трубок диаметром 19/17 мм принимают $t = 28,5—35$ мм; для трубок диаметрами 24/22 и 25/23 мм $t = 31—37$ мм.

2-4. ПАРОВОЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНДЕНСАТОРА

Паровое сопротивление конденсатора зависит от конструкции пучка трубок конденсатора, скорости паровоздушной смеси в межтрубном пространстве и удельной паровой нагрузки d_k .

В современных крупных конденсаторах паровое сопротивление не превышает 2—3 $мм рт. ст$.

Паровое сопротивление современных регенеративных конденсаторов определяется по приближенной формуле ВТИ:

$$\Delta p_k = c \left(\frac{D_k V_{v_n}}{L d_2 V_{n_0}} \right)^{2,5} \quad [мм рт. ст.], \quad (2-16)$$

где c — коэффициент, зависящий от конструкции трубного пучка;

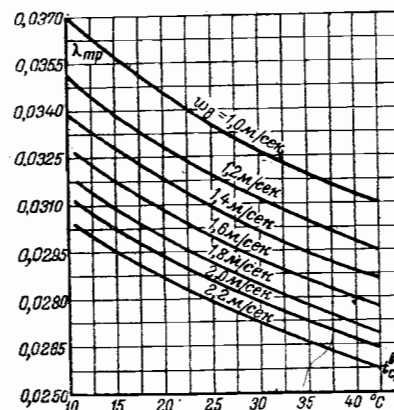


Рис. 2-4. Зависимость коэффициента внутреннего трения $\lambda_{тр}$ от средней температуры воды t_{cp} и ее скорости w_0 .

D_k — количество пара, поступающего в конденсатор, $кг/ч$;

v_n — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в конденсаторе (табл. 2-2), $м^3/кг$.

Коэффициент c принимается в пределах от $1,2 \cdot 10^{-4}$ до $1,8 \cdot 10^{-4}$ (меньшее значение принимается для хорошо развитого входного сечения трубного пучка и небольшого числа рядов трубок по ходу пара).

Давление отсасываемой паровоздушной смеси:

$$p'_{2к} = p_{2к} - \frac{\Delta p_k}{735,6} \quad [атм]. \quad (2-17)$$

Гидравлическое сопротивление H_k конденсатора (потеря напора воды в конденсаторе)

$$H_k = z(h_1 + h_2) + h_3 \quad [м вод. ст.], \quad (2-18)$$

где h_1 — сопротивление потоку охлаждающей воды в конденсаторных трубках, $м вод. ст.$;

h_2 — сопротивление, возникающее при входе охлаждающей воды в трубки и выходе из них, $м вод. ст.$;

h_3 — сопротивление течению охлаждающей воды в водяных камерах конденсатора, включая потери при входе и выходе из этих камер, $м вод. ст.$;

z — число ходов воды в конденсаторе.

Сопротивление h_1 определяется по формуле

$$h_1 = \lambda_{тр} \frac{L}{d_1} \cdot \frac{w_0^2}{2g} \quad [м вод. ст.], \quad (2-19)$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент трения (безразмерная величина); зависит от шероховатости трубок и характера движения в них воды; принимается по графику рис. 2-4.

Конденсаторы турбин среднего давления (технические данные)

Тип конденсатора	КП-110	КП-195	КП-280	КП-385	КП-480	КП-540	КС-940-1
Поверхность охлаждения, м ²	110	192,5	280	385	489	540	940
Давление в паровом пространстве, атм	0,05	0,05	0,03	0,04	0,04	0,05	0,04
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	300	550	770	1 400	2 000	1 850	2 800
Гидравлическое сопротивление при указанном расходе охлаждающей воды, м вод. ст.	3,8	3,8	6,5	3,8	3,8	4	2,4
Число ходов воды	4	4	4	2	2	2	2
Число трубок	1 140	1 846	1 736	1 800	2 050	2 266	2 720
Длина трубок, мм	1 950	2 150	2 805	3 655	3 975	4 055	4 685
Диаметр трубок d _н /d _в , мм	16/14	16/14	19/17	19/17	19/17	19/17	24/22
Размеры входного парового патрубка, мм	1 000×600	1 000×700	1 700×1 200	2 000×1 000	2 000×1 000	2 200×1 300	2 850×1 365
Вес конденсатора без воды, т	4	5,7	8,6	12,4	13,27	13,9	18,2
Вес конденсатора с водой, т	5,28	8,1	11,72	16,6	17,9	18,3	27

Примечания: 1. Трубки развальцованы в обеих трубных досках.
2. Охлаждающая вода пресная.

Сопротивление h_2 подсчитывается по формуле

$$h_2 = \zeta_1 \frac{w_2^2}{2g} [\text{м вод. ст.}], \quad (2-20)$$

где ζ_1 — коэффициент, учитывающий способ закрепления охлаждающих трубок в трубной доске.

Значения ζ принимаются:

- при развальцовке трубок с обеих сторон $\zeta = 1$;
- при сальниковом креплении трубок с обоих концов $\zeta = 1,5$;
- при смешанном способе крепления $\zeta = 1,25$.

Сопротивление h_3 подсчитывается по формуле:

$$h_3 = \frac{w_{вн}^2}{2g} [\text{м вод. ст.}], \quad (2-21)$$

где $w_{вн}$ — скорость воды во входном и выходном патрубках (обычно они равны).

Численные значения гидравлических сопротивлений современных конденсаторов H_k приведены в табл. 2-4 и 2-5.

2-5. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Конденсаторы современных турбин большой единичной мощности отличаются некоторыми конструктивными особенностями. В них обеспечивается незначительное переохлаждение конденсата, малое паровое сопротивление,

корпус и охлаждающие трубки защищены от перегретого пара и т. д.

Пример нового конденсатора типа 50-КПС-5 турбины типа К-50-90 (ВК-50-3) ЛМЗ показан на рис. 2-5. Пучок конденсаторных трубок имеет глубокие проходы для пара. По длине конденсатора имеется проход для отработавшего пара к нижней части, что способствует устранению переохлаждения конденсата. В конденсаторе предусмотрен боковой отсос паровоздушной смеси, и перед отсосом установлены пучки трубок для охлаждения воздуха. В приемной части конденсатора встроены секции подогревателя низкого давления № 1.

На рис. 2-6 показан конденсатор типа К2-3000-2 турбины типа Т-50-130 (ВТ-50-1) УТМЗ. Трубный пучок конденсатора имеет прямые проходы для пара, что обеспечивает малое паровое сопротивление. Поверхность охлаждения конденсатора $F_k = 3 000 \text{ м}^2$ разделена на две части: $F_k' = 2 545 \text{ м}^2$ — предназначена для конденсации отработавшего пара охлаждающей водой и $F_k'' = 455 \text{ м}^2$ выделена для подогрева сетевой или водопроводной воды (используется в качестве бойлера).

Для ТЭЦ с закрытой схемой теплообеспечения возможны следующие варианты работы этого конденсатора:

при большом расходе пара в конденсатор основной и выделенная поверхности охлаждаются циркуляционной водой;

Таблица 2-4

Конденсаторы турбин высокого давления (технические данные)

Таблица 2-5

Тип конденсатора	25-КПС-6	25-КПС-7	25-КПС-8	К2-1750-1	К2-2000-1	50-КПС-3	50-КПС-4	50-КПС-5
Поверхность охлаждения, м ²	2 000	1 750	2 000	1 750	2 000	3 000	3 000	3 000
Давление в паровом пространстве, атм	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,06	0,035
Удельная паровая нагрузка конденсатора при номинальном расходе пара, т/м ² ·ч	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	34,5	—	31
Давление в водяном пространстве, кг/см ²	5 000	5 000	5 000	5 000	5 000	8 000	8 000	8 000
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	2 74	2 74	2 74	2 74	2 74	3 6	3 6	3 6
Гидравлическое сопротивление при указанном расходе охлаждающей воды, м вод. ст.	4,30	3,860	4,420	3,880	4,420	5,800	5,800	5,800
Число ходов воды	2	2	2	2	2	2	2	2
Число трубок	4 300	3 860	4 420	3 880	4 420	5 800	5 800	5 800
Длина трубок, мм	2 420	2 420	2 420	2 420	2 420	2 420	2 420	2 420
Диаметр трубок d _н /d _в , мм	24/22	24/22	24/22	24/22	24/22	25/23	25/23	25/23
Размеры входного парового патрубка, мм	3 050×1 650	3 050×1 650	3 050×1 650	3 050×1 650	3 050×1 650	6 250×2 200	6 250×2 200	6 250×2 200
Размеры входного парового патрубка, мм	32,1	30,1	30,1	31,5	31,5	53,5	54,6	57,6
Вес конденсатора без воды, т	43,9	45,7	48,3	46,3	48,5	121,8	74,6	87,6
Вес конденсатора с водой в водяном и паровом пространстве, т	83	81	83	81	83	150	159,6	162,6

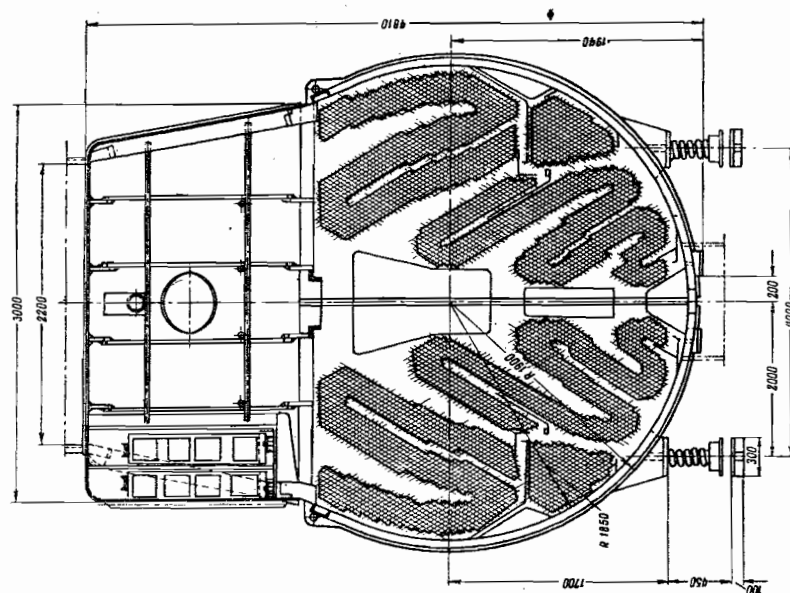
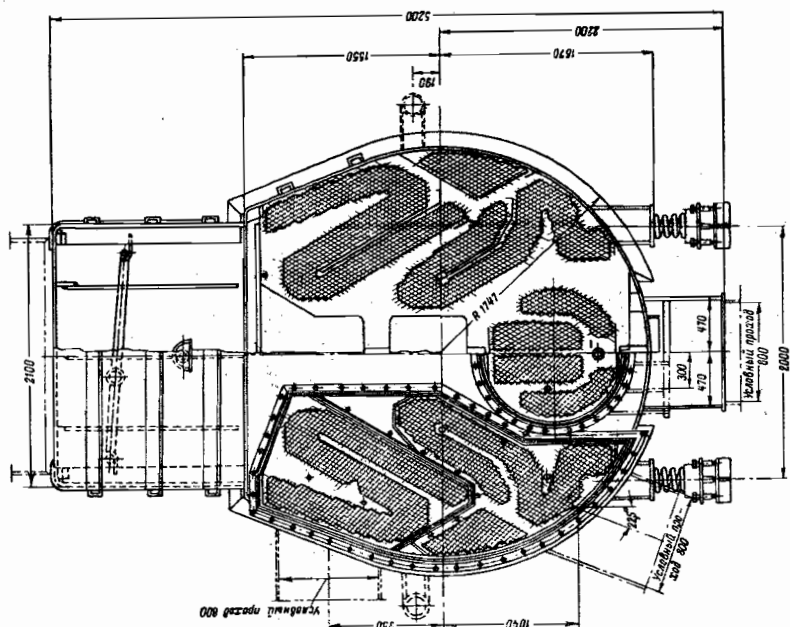
Продолжение табл. 2-5

Тип конденсатора	К2-3000-1	К2-3000-2	100-КПС-2	100-КПС-4	К 100-3685	КТ2-6200-1	К-150-9/15	200-КПС-2
Поверхность охлаждения, м ²	3 000	3 000	3 000×2	3 000×2	3 635×2	3 100×2	9 115	4 500×2
Давление в паровом пространстве, атм	0,036	0,05	0,03	0,035	0,03	0,054	0,035	0,035
Удельная паровая нагрузка конденсатора при номинальном расходе пара, т/м ² ·ч	2,5	2,5(6*)	31	30	25,8	—	29,7	26,6
Давление в водяном пространстве, кг/см ²	7 000	7 000	16 000	16 000	16 400	16 000	20 812	25 000
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	4,25	3,8	3,6	3,6	3,285×2	4	4	3,73
Гидравлическое сопротивление при указанном расходе охлаждающей воды, м вод. ст.	5,410	5,374	5 800×2	5 800×2	6 380×2	9 550	11 712**	5 970×2
Число ходов воды	2	2	4	4	6 380×2	9 550	11 712**	5 970×2
Число трубок	5 410	5 374	5 800×2	5 800×2	6 380×2	9 550	11 712**	5 970×2
Длина трубок, мм	2 420	2 420	2 420	2 420	2 420	2 420	2 420	2 420
Диаметр трубок d _н /d _в , мм	24/22	24/22	25/23	25/23	25/23	25/23	25/23	25/23
Размеры входного парового патрубка, мм	5 330×1 800	5 330×1 800	2/5 250×2 250	2/5 250×2 250	2/5 810×2 360	2/6 580×1 650	2/6 580×1 650	2/6 580×1 650
Размеры входного парового патрубка, мм	52	52	69×2	69×2	71,85×2	67,5×2	67,5×2	67,5×2
Вес конденсатора без воды, т	77,5	73,3	95,5×2	95,5×2	111×2	96,5×2	132	100×2
Вес конденсатора с водой в водяном и паровом пространстве, т	130	145	166×2	200×2	140×2	206,5×2	578	381×2

Примечания: 1. Число ходов воды равно двум.
2. Трубки развальцованы в обеих трубных досках.

3. Все конденсаторы рассчитаны для работы на пресной воде; конденсатор типа 25-КПС-8 предназначен для работы на морской воде, а конденсатор типа К 100-3685 может работать и на пресной и на морской воде.

* 2,5/6 или — давление в пространстве основного и встроеного пучков.
** Из них: 11 (32 шт. и 26/26, 520 шт. и 28/24).



при малом расходе пара в конденсатор основная поверхность конденсатора отключается, а в выделенную поверхность подается обратная сетевая вода.

Для ТЭЦ с открытой схемой теплоснабжения возможны такие варианты работы конденсатора:

при большом расходе пара в конденсатор работает вся поверхность конденсатора: основная — на циркуляционной воде, а выделенная — на циркуляционной или на добавочной водопроводной воде;

при малом расходе пара в конденсатор основная поверхность отключена, а выделенная работает на водопроводной воде.

Конструктивные особенности современных конденсаторов:

для улучшения вальцовочных соединений увеличены толщины трубных досок до 30 мм и глубина вальцевания;

вальцовку трубок производят с автоматическим регулированием степени развальцовки;

для уменьшения термических напряжений трубки подвергаются термической обработке;

для предотвращения расстройств вальцовочных соединений предусмотрен линзовый компенсатор;

для определения места возможного подсоса охлаждающей воды через вальцовочные соединения трубок в конденсаторе предусмотрены места отбора проб конденсата (солевые отсеки у трубных досок):

для очистки с водной стороны охлаждающих трубок конденсатора при работе турбины применяются резиновые шарики.

Технические данные по конденсаторам приведены в табл. 2-4 и 2-5.

2-6. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРОВ

Давление пара $p_{2к}$ в конденсаторе зависит от режима работы турбины, температуры t_1^a и расхода W_k охлаждающей воды, от состояния поверхности охлаждения и воздушной плотности конденсатора, а также от режима работы отсасывающего устройства. При постоянном расходе пара мощность турбины ΔN_k меняется в зависи-

мости от $p_{2\kappa}$, причем это изменение для различных типов турбин оказывается неодинаковым. Для большинства турбин среднего давления изменение (в некоторых пределах) $p_{2\kappa}$ от расчетного значения на 0,01 атм (или на 1% вакуума) вызывает изменение мощности турбины при конденсационном режиме на 1%.

Изменение мощности ΔN_i турбины может быть определено расчетом группы последних ступеней или экспериментально для режима работы турбины с различными расходами пара D_K .

На рис. 2-7 приведен график изменения мощности ΔN_i турбины типа К-100-90 (ВК-100-6) в зависимости от p_{2K} при $D_K = 261$ т/ч.

Аналогичный график показан на рис. 2-8 для турбины типа К-200-130 (ПВК-200) при $D_k=417$ т/ч.

На рис. 2-9 дан график поправок к мощности в зависимости от температуры охлаждающей воды t_1^n для турбины УТМЗ типа ПТ-50-130/7 (ВПТ-50-4). График построен для расчетной температуры охлаждающей воды $t_1^n = 20^\circ \text{C}$.

Пример: Расход пара через турбину $D_T = 165$ т/ч, на производство $D_H = 40$ т/ч при отпуске тепла на теплофикацию $Q_T = 20$ Гкал/ч и $t_1^B = 15^\circ\text{C}$ имеем приращение мощности турбины на 420 квт.

Характеристика конденсатора
опытным путем определяется доста-

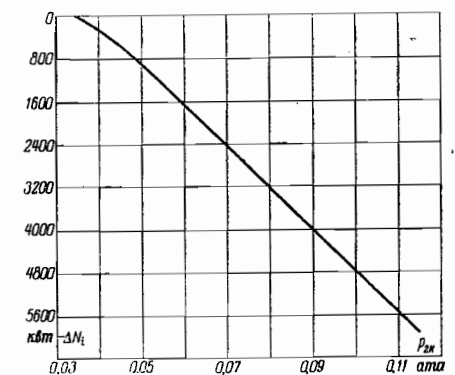


Рис. 2-7. Изменение мощности ΔN_i турбины ЛМЗ типа К-100-90 (ВК-100-6) в зависимости от давления пара в конденсаторе $p_{2к}$ при $D_r = 261 \text{ т/ч}$.

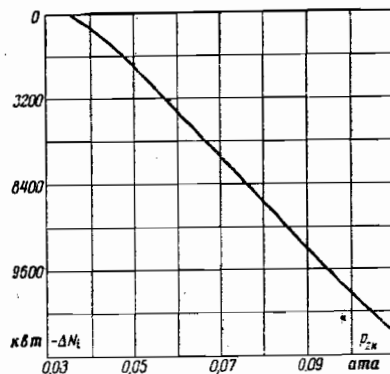


Рис. 2-8. Изменение мощности ΔN_t турбины ЛМЗ типа К-200-130 (ПВК-200) в зависимости от давления пара в конденсаторе p_{2k} при $D_k = 417 \text{ м}^3/\text{ч}$.

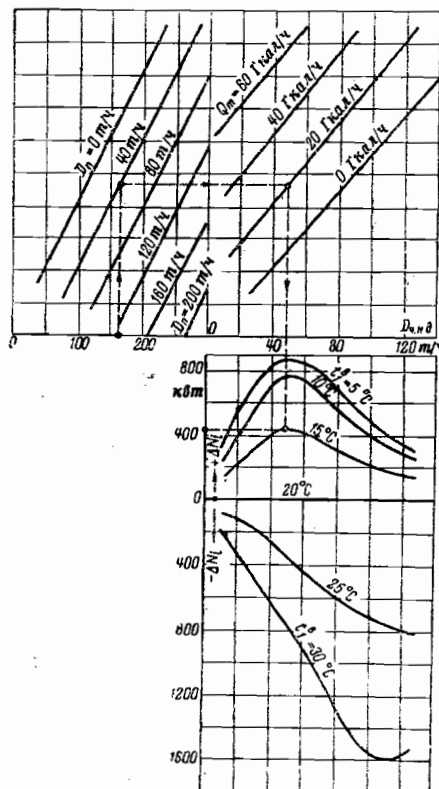


Рис. 2-9. Изменение мощности ΔN_t турбины УТМЗ типа ПТ-50-130/7 (ВПТ-50-4) в зависимости от температуры охлаждающей воды t_1^a .

точно точно, а расчетным способом может быть построена только приближенно. Для любого режима работы турбины достаточно определить температуру пара, поступающего в конденсатор t_n , и по таблицам водяного пара взять соответствующее давление p_{2k} .

В основу расчетов принимается уравнение

$$t_n = t_1^a + \Delta t + \delta t \text{ } [^\circ\text{C}], \quad (2-22)$$

где $\Delta t = t_2^a - t_1^a$ — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, $^\circ\text{C}$;

$\delta t = t_n - t_2^a$ — температурный напор, $^\circ\text{C}$;

Δt — определяется приближенно по формуле

$$\Delta t = \frac{(i_1 - \bar{i}_k)}{m}, \quad (2-23)$$

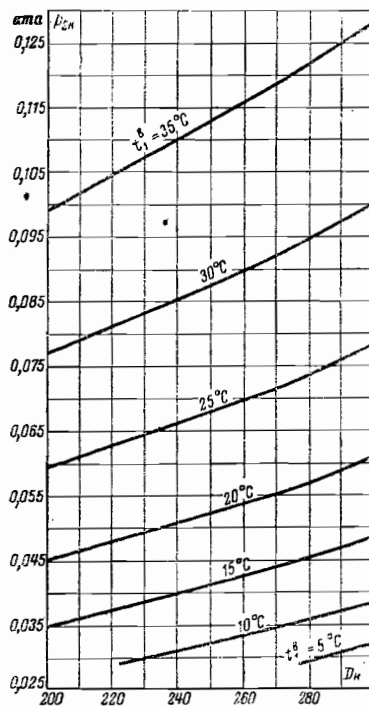


Рис. 2-10. Изменение давления пара p_{2k} в конденсаторе типа 100-КПС-4 турбины типа К-100-90 (BK-100-6) в зависимости от расхода пара D_k при расходе охлаждающей воды $W_k = 16000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и различных значениях t_1^a .

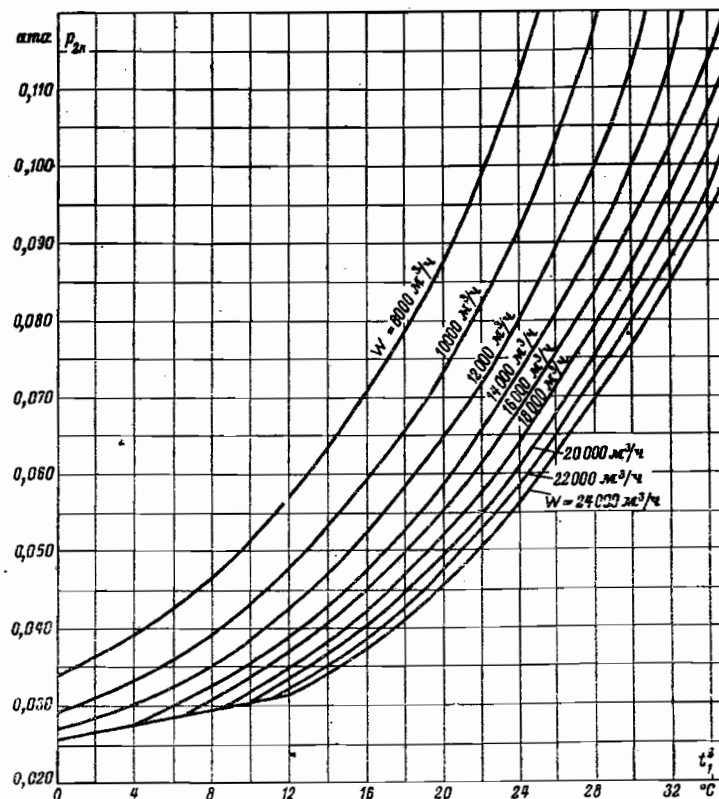


Рис. 2-11. Изменение давления пара p_{2k} в конденсаторе типа 100-КПС-4 турбины типа К-100-90 (BK-100-6) в зависимости от температуры t_1^a и расхода охлаждающей воды W_k при $N_s^{\text{ном}} = 100000 \text{ квт}$.

где i_2 — теплосодержание пара, поступающего в конденсатор, ккал/кг;

$\bar{i}_k$ — теплосодержание конденсата (численно равно его температуре), ккал/кг;

$m = \frac{W_k}{D_k}$ — кратность охлаждения (W_k и D_k при расчете известны).

Значения $i_2 - \bar{i}_k$ принимают:

для регенеративных конденсаторов турбин среднего и высокого давления с параметрами от 29 атм и 400°C до 90 атм и 500°C $i_2 - \bar{i}_k = 510 - 530 \text{ ккал/кг}$;

для нерегенеративных конденсаторов турбин небольшой мощности среднего давления и регенеративных конденсаторов турбин высокого давления с параметрами 90 атм и 535°C $i_2 - \bar{i}_k = 515 - 535 \text{ ккал/кг}$;

для конденсаторов современных турбин с промежуточным перегревом пара и параметрами 130 атм и $565/565^\circ\text{C}$ $i_2 - \bar{i}_k = 550 - 570 \text{ ккал/кг}$.

Температурный напор определяется по приближенной формуле А. В. Щегляева [Л. 12]:

$$\delta t = \frac{A}{31,5 + t_1^a} \left(\frac{D_k}{F_k} + 7,5 \right), \quad (2-24)$$

где A — коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения и воздушную плотность конденсатора.

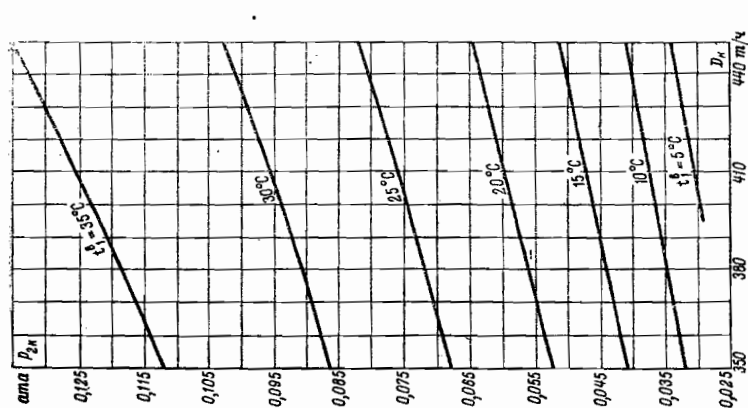


Рис. 2-12. Изменение давления пара p_{2k} в конденсаторе типа К-200-130 турбины типа К-200-130 (ПК-200) в зависимости от расхода пара D_k при расходе охлаждающей воды $W_k = 25\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и различных значениях t_1^a

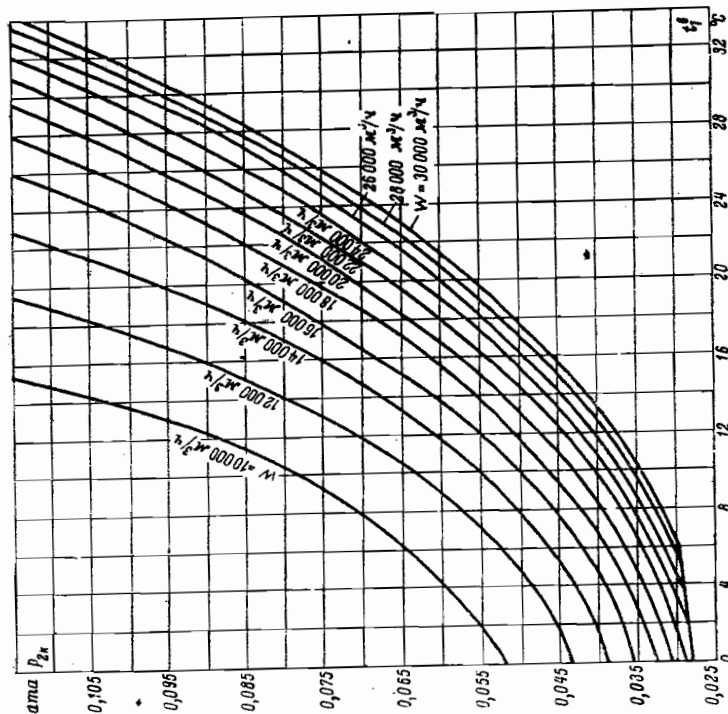


Рис. 2-13. Изменение давления пара p_{2k} в конденсаторе типа 200-КПС-2 турбины типа К-200-130 (ПК-200) в зависимости от температуры t_1^a и расхода охлаждающей воды W_k при $N_3 = 200\,000 \text{ квт}$.

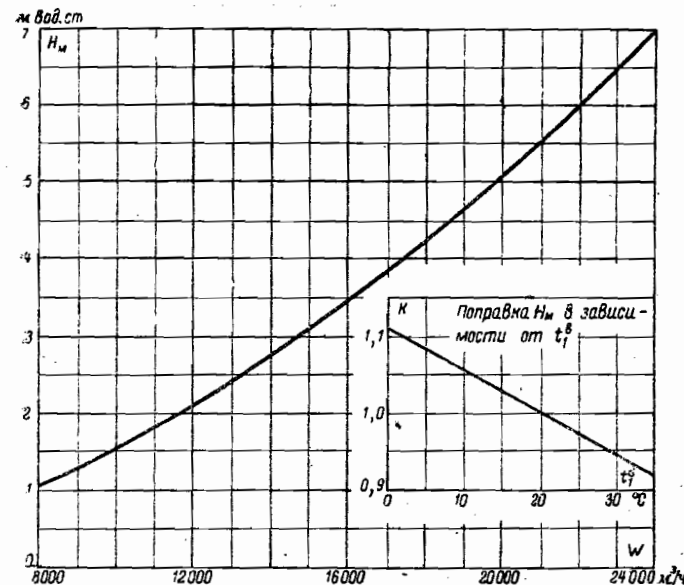


Рис. 2-14. Изменение гидравлического сопротивления H_k конденсатора типа 100-КПС-4 в зависимости от расхода охлаждающей воды при $t_1^a = 20^\circ \text{C}$.

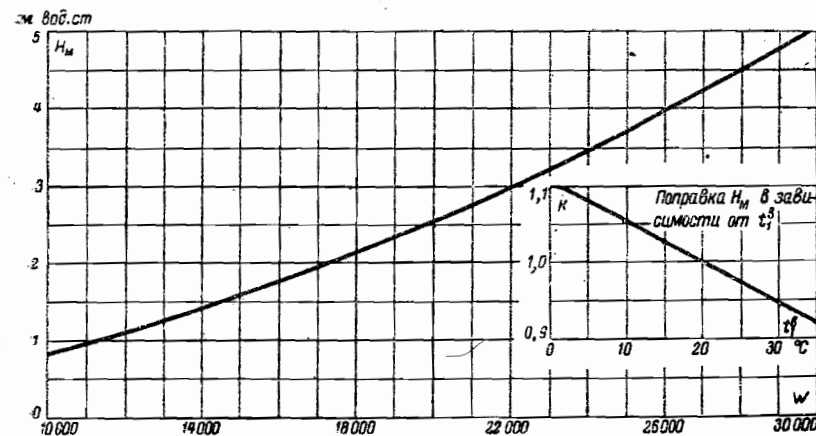


Рис. 2-15. Изменение гидравлического сопротивления конденсатора типа 200-КПС-2 в зависимости от расхода охлаждающей воды при $t_1^a = 20^\circ \text{C}$.

Для чистой поверхности конденсатора и хорошей воздушной плотности $A=5$; для конденсатора среднего качества $A \approx 7$.

На рис. 2-10 приведена зависимость давления p_{2k} от расхода пара D_k при различных значениях t_1^a для конденсатора типа 100-КПС-4 турбины типа К-100-90 (ВК-100-6); $W_k = 16\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

На рис. 2-11 для того же конденсатора показана зависимость давления p_{2k} от температуры t_1^a при различных расходах охлаждающей воды W_k и номинальной мощности турбины $N_3 = 100\,000 \text{ квт}$.

На рис. 2-12 и 2-13 представлены аналогичные зависимости для конден-

Пароструйные эжекторы (технические данные)

Тип эжектора	ЭП-2-400-3	ЭП-3-600-4	ЭП-1-600-3	ЭЖ-А	ЭЖ-Б	ЭЖ-Л	Э-2-4	ЭЛ-1	ХЭ-11-90	ХЭ-25-220	ХЭ-40-350	ХЭ-70-550
Назначение	Основной	Основной	Основной	Основной	Основной	Основной	Основной	Основной	Отсос пара из концевых уплотнений			
Завод-изготовитель	ЛМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	НЗЛ	НЗЛ	НЗЛ	ХТГЗ	ХТГЗ	УТМЗ	УТМЗ	УТМЗ	УТМЗ
Расчетное минимальное давление пара, атм	16	12	12	—	—	—	—	—	15	5	5	5
Расход пара, кг/ч	400	600	600	175	175	175	—	—	90	220	350	350
Количество отсасываемого сухого воздуха, кг/ч	60	75	80	13	17	17	60	177	—	—	730	1050
Давление всасывания, мм рт. ст.	25	15—17	180	35	35	35	20	700	680	690	680	680
Пробные гидравлические давления, кг/см ²	375	375	375	55	55	55	65	60	—	—	—	—
Паропровод	22	22	22	5	5	5	10	—	15	15	20	20
Трубинная система и водяная камера	1,5	1,5	2	2	2	2	1,5	4	2	2	2	2
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	80	60	—	—	—	—	—	—	50	50	70	140
Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	2	0,4	—	—	—	—	—	—	0,57	1,6	2,85	1,8
Вес эжектора без воды, кг	1120	2160	46	400	700	300	1600	330	428	1046	1262	1530
Вес эжектора при заполнении водой	1460	3000	—	600	1000	500	2200	—	—	—	—	—

Примечание. Материал трубопроводов — латунь Л-63.

сатора типа 200-КЦС-2 турбины типа К-200-130 (ПВК-200).

На рис. 2-14 и 2-15 даны зависимости гидравлического сопротивления H_k от расходов охлаждающей воды W_k для конденсаторов типов 100-КЦС-4 и 200-КЦС-2.

2-7. ПАРОСТРУЙНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

Пароструйные эжекторы предназначены для удаления воздуха из конденсаторов. Эжекторы изготовляют одно-, двух- и трехступенчатыми. Одноступенчатые эжекторы создают относительно небольшое разрежение (около 550—600 мм рт. ст.) и применяются в качестве пусковых для быстрого отсоса воздуха, из конденсаторов и подъемных при пуске циркуляционных насосов.

Двух- и трехступенчатые эжекторы создают глубокое разрежение и применяются в качестве рабочих в паротурбинных установках.

Для турбин ЛМЗ мощностью 25 000 кВт применяются двухступенчатые эжекторы типа ЭП-2-400-3. Турбины ЛМЗ мощностью от 50 000 до 200 000 кВт снабжаются трехступенчатыми эжекторами типа ЭП-3-600-4: турбина типа К-50-90 (ВК-50-1) имеет один эжектор, турбины типов К-50-90 (ВК-50-3), К-100-90 (ВК-100-6), К-150-130 (ПВК-150) и К-200-130 (ПВК-200) — по два эжектора; такого же типа эжекторы применяются для турбин УТМЗ.

Для турбин НЗЛ и ХТГЗ применяются другие типы эжекторов. Технические данные эжекторов различных заводов приведены в табл. 2-6.

С целью предупреждения попадания пара из лабиринтовых уплотнений турбин в машинный зал применяют

специальные эжекторы: для турбин ХТГЗ типа К-150-130 (ПВК-150) — эжектор типа ЭЛ-1; для турбин УТМЗ мощностью 25 000 кВт — эжектор типа ХЭ-25-220, для турбин мощностью 50 000 кВт — типа ХЭ-40-350, на 100 000 кВт — типа ХЭ-70-550 (табл. 2-6).

На рис. 2-16 показан трехступенчатый эжектор типа ЭП-3-600-4, блокированный с пусковым эжектором типа ЭП-1-600-3. Заводские характеристики эжекторов ЛМЗ, представляющие зависимость давления всасывания от производительности эжектора при неизменном давлении рабочего пара, приведены на рис. 2-17.

Последние конструкции эжекторов ЛМЗ снабжают приборами для замера количества отсасываемого воздуха, что позволяет контролировать воздушную плотность конденсатора. Приборы для контроля работы эжектора и замера количества воздуха смонтированы на выпускном патрубке эжектора (рис. 2-18).

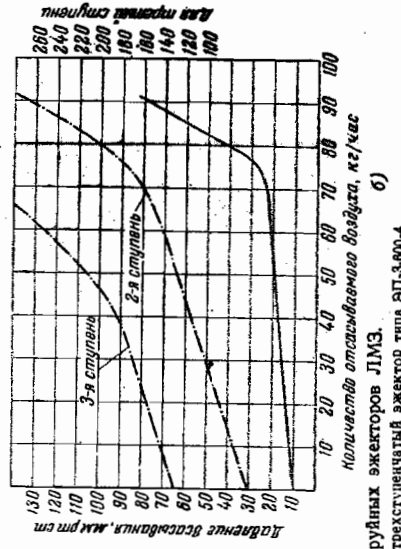
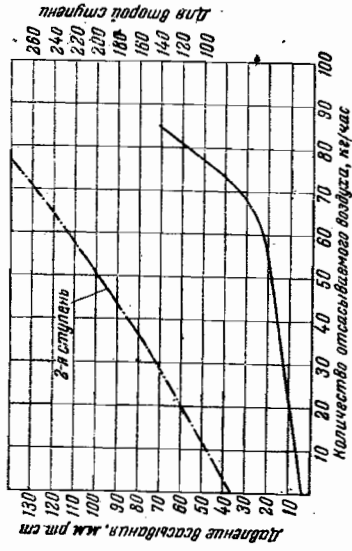
Оценка воздушной плотности конденсатора производится по формуле Л. Д. Бермана:

$$G_v \leq c \left(\frac{D_k}{100} + 1 \right), \quad (2-25)$$

где c — показатель, принимаемый равным 1, 2 или 4, отвечающий соответственно отличной, хорошей и посредственной плотности;

G_v — измеренное количество воздуха, удаляемое из конденсатора эжекторами, кг/ч;

D_k — номинальное (расчетное) количество пара, поступающего в конденсатор, т/ч.

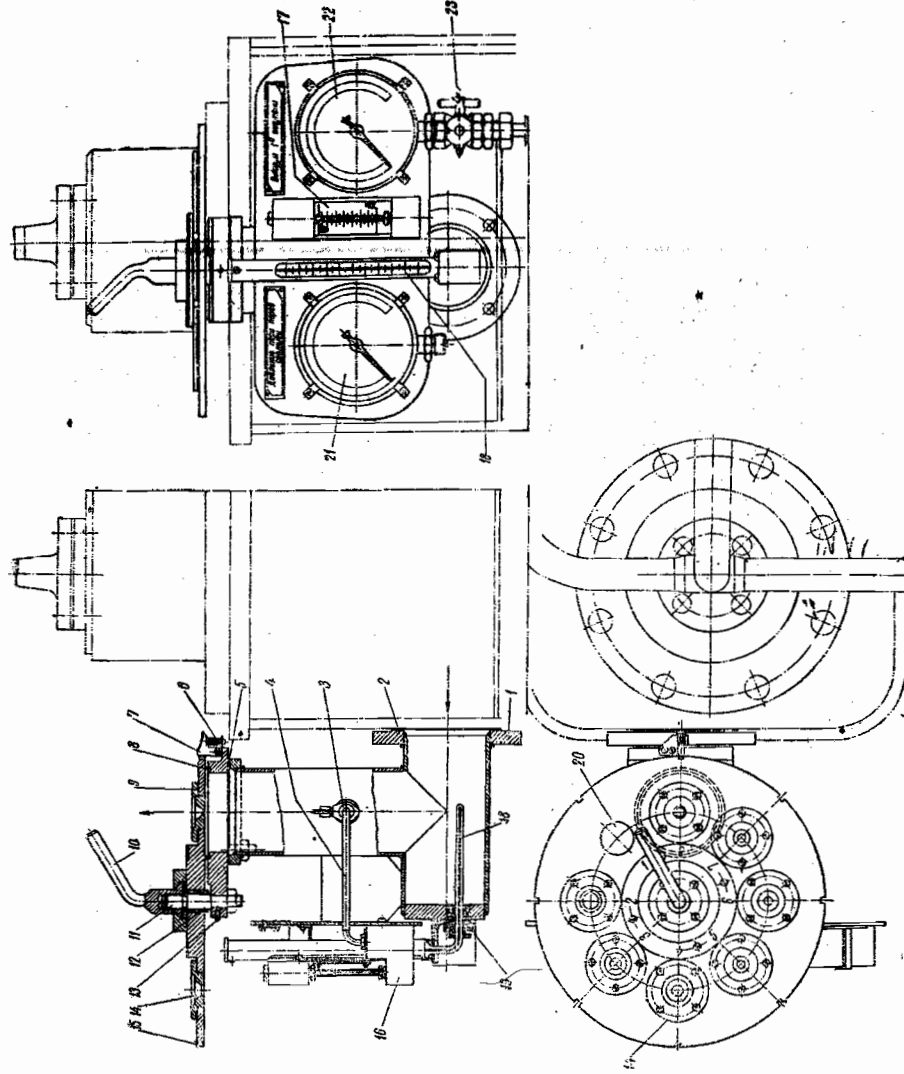


а) Рис. 2-17. Характеристики пароструйных эжекторов ЛМЗ.

а — двухступенчатый эжектор типа ЭП-2-400-3; б — трехступенчатый эжектор типа ЭП-3-800-4.

Рис. 2-18. Приборы контроля работы главного эжектора.

1 — фланец выпускного патрубка для присоединения к камере охладителя последней ступени эжектора; 2 — паранитовая прокладка; 3 — воздушный кран; 4 — резиновая трубка к 16; 5 — паранитовая прокладка; 6 — резиновая втулка; 7 — защелка; 8 — резиновое уплотнительное кольцо; 9 — прокладка из бумаги; 10 — прокладка из войлока; 11 — центровой винт; 12 — латунная втулка; 13 — стопорный винт к 11; 14 — комплект из семи мерных шайб; 15 — поворотный диск; 16 — ртутный манометр; 17 — поджимная шкала к 16; 18 — ртутный термометр; 19 — сальник к позиции 18; 20 — отверстие для свободного выхода паровоздушной смеси в атмосферу; 21 — пружинный манометр на давлении перед соплами; 22 — пружинный манометр на давлении дроссельного игольчатого клапана; 23 — пружинный вакуумметр (0 — 760 мм рт. ст.), измеряющий разрежение во всасывающей камере 1-й ступени эжектора; 24 — трехходовые пробковые краны.



2-8. КОНДЕНСАТНЫЕ И ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Конденсатные насосы служат для откачки конденсата отработавшего пара из конденсаторов и подачи его через теплообменники регенеративной системы в деаэраторы.

Расчетная производительность конденсатного насоса (при 100% резерве):

$$Q_k = (1,1 \div 1,2) D_k [м^3/ч], \quad (2-26)$$

где D_k — количество пара, поступающего в конденсатор, $т/ч$.

Коэффициент 1,1—1,2 учитывает количество конденсата дренажей регенеративной системы, поступающего в конденсатор.

Полный напор конденсатного насоса

$$H = H_2 + 10(p_n - p_{2k}) - \Sigma h_{пот} [м вод. ст.], \quad (2-27)$$

где H_2 — геометрическая высота подачи конденсата (разница между высотными отметками уровня деаэратора и конденсатора), $м вод. ст.$;

p_n — давление в деаэраторе, $атм$;

p_{2k} — давление в конденсаторе, $атм$;

$\Sigma h_{пот}$ — сумма потерь напора в трубопроводах и теплообменниках с учетом скоростных потерь на входе и выходе конденсата, $м вод. ст.$

Полный напор конденсатных насосов составляет: для турбинных установок среднего давления от 35 до 60 $м вод. ст.$ и для высокого давления от 110 до 160 $м вод. ст.$

Мощность, потребляемая конденсатным насосом,

$$N_{к.н} = \frac{Q_k H \gamma}{3600 \cdot 102 \eta_n} [квт], \quad (2-28)$$

где γ — удельный вес воды, $кг/м^3$;

η_n — к. п. д. насоса.

Мощность электродвигателя с учетом возможных перегрузок принимается на 15—20% больше мощности, потребляемой насосом.

Технические данные конденсатных насосов приведены в табл. 2-7.

Циркуляционные насосы служат для подачи охлаждающей воды в кон-

денсатор, маслоохладители и воздухоохладители.

Расчетная производительность циркуляционных насосов

$$W = W_k + W_m + W_b [м^3/ч], \quad (2-29)$$

где W_k — расход охлаждающей воды через конденсатор, $м^3/ч$;

W_m — расход воды через маслоохладители, $м^3/ч$;

W_b — расход воды через воздухоохладители генератора, $м^3/ч$.

W_k известен из теплового расчета конденсатора при работе в условиях жаркого летнего времени. Расходы воды W_m и W_b известны из тепловых расчетов масло- и воздухоохладителей; в среднем расход воды на эти теплообменники составляет для турбин небольшой мощности 6—15% W_k и для турбин большой мощности с двухходовыми конденсаторами 3—7% W_k .

Полный напор циркуляционного насоса

$$H = H_r + H_k + \Sigma h_{тр} + \Sigma h_{м.с} + \frac{w_{в1}^2 + w_{в2}^2}{2g} [м вод. ст.], \quad (2-30)$$

где H_r — геометрический напор, $м вод. ст.$;

H_k — гидравлическое сопротивление конденсатора, вычисляемое по формуле (2-18), $м вод. ст.$;

$\Sigma h_{тр}$ — потеря напора на трение во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, $м вод. ст.$;

$\Sigma h_{м.с}$ — потеря напора на местные сопротивления задвижек, на повороты и пр., $м вод. ст.$;

$w_{в1}$ — скорость воды при входе во всасывающую трубу, $м/сек$;

$w_{в2}$ — скорость слива воды из нагнетательного трубопровода, $м/сек$.

Геометрический напор (рис. 2-19)

$$H_r = H_n - H_c [м вод. ст.], \quad (2-31)$$

где H_n — высота подъема воды, $м вод. ст.$;

H_c — высота сифона (обычно не более 7,5—8 $м вод. ст.$), $м вод. ст.$

Таблица 2-7

Конденсатные насосы (технические данные)

Марка насоса	Производительность, $м^3/ч$	Полный напор, $м вод. ст.$	Число оборотов в 1 мин	Потребляемая мощность, $квт$	Коэффициент полезного действия насоса, %	Габариты, мм			Вес, кг	Диаметр патрубков, мм		Электродвигатель		Количество насосов на турбоустановку
						длина	ширина	высота		всасывающего	нагнетательного	тип	мощность, $квт$	
2К-6	10	34,5	2900	1,85	50,6	408	270	290	0,03	50	40	A-42-2	4,5	1
3К-9	30	34,8	2900	4,6	62	485	300	362	0,042	80	50	A-51-2	7,2	1
ЭКН-18-к	12—14	35	1500	4,5	—	472	500	455	0,28	100	50	АО-51-4	4,5	2
5Кс-5×2	35*	61,5	1450	11,72	50	1357	540	1056	0,482	125	80	A-71-4	20	2
	50	59	1450	13,95	57,5									
5Кс-5×4	50	110	1450	26,1	57,5	1975	880	1645	1,018	125	80	A-81-4	40	2
	119	125	1450	66	61									
8Кс-Д-5×3	140	120	1450	74	63	2453	1160	2320	4,22	200	100	ДАМТ-6-115-4	110	2
	160	123	960	100	54									
10Кс-Д-5×3	220	120	960	122	60	1500	1400	*	3,95	400	250	ГАМ-6-127-6	185	2
	280	115	960	162	62,5									
16КсВ-11×4	470	160	1450	300	70	1300	800	*	5,12	300	200	AB-114-4	320	2
	300	160	1480	230	70									
12КсВ-9×4														3

* Высота в зависимости от типа электродвигателя.

Циркуляционные насосы (технические данные)

Марка насоса	Производительность, л/сек	Полный напор, м вод. ст.	Число оборотов в 1 мин	Потребляемая мощность, кВт	Коэффициент полезного действия насоса, %	Габариты, мм			Вес, кг	Диаметр патрубков, мм	
						длина	ширина	высота		всасывающего	нагнетательного
8К-12	220	32	1450	23,6	79	660	580	615	0,486*	200	125
	280	29,1	1450	27	82,5						
	340	25,4	1450	30	80						
8НДв	720	89	1450	216	81	1258	1135	890	0,838	250	200
	540	94	1450	178	78						
16НДн	1980	21	900	133	85	1350	1537	1250	1,65	500	400
	1800	16	900	89,1	88						
	1500	15	750	79	83						
20НДн	1350	10	750	43,5	88	1760	2072	1500	3,0	600	500
	3240	32	960	308	89						
	3000	23	960	222	89						
24НДн	2500	17,5	730	132	89	2150	2316	1895	5,0	800	600
	2000	13,5	730	96	85						
	5000	26	730	398	90						
40ПрВ-60 40ПрВ-60Х2 Он2-110 Он3-110 Он5-110 Он5-110 Он2-145	10600—17300	6—11	485	260—500	80—85	2025	1350	4860	8,28	960	1150
	10400—17300	10—21	485	450—940	80—85	2025	1350	4860	11,5	960	1150
	11200—22200	9,2—16,4	485	500—910	80—87	2660	2070	5780	8,2	1100	1250
	14400—21800	15,3—23	585	925—1390	80—87	2660	2070	5780	8,2	1100	1250
	11520—19440	4,4—7,8	365	230—830**	86	2660	2070	5780	8,2	1250	1250
	14760—23760	7,5—12,7	485	1030	86	3220	1880	7320	14	1400	1675
	21600—37160	9—16,2	365		87						

* Вес насоса и электродвигателя вместе с платой.

** Рекомендуемая мощность электродвигателя.

Для работающей турбинной установки полный напор циркуляционных насосов определяется по уравнению

$$H = H_m + H_v + \frac{w_{v1}^2 + w_{v2}^2}{2g} \text{ [м вод. ст.]}, \quad (2-32)$$

где H_m — напор воды на выходе из насоса по показанию манометра, отнесенный к оси насоса, м вод. ст.;

H_v — разрежение на входе в насос по показанию вакуумметра, отнесенное к оси насоса, м вод. ст.

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом,

$$N_{ц.н} = \frac{WH_{ц.н}}{3600 \cdot 102 \eta_{ц.н}} \text{ [квт]}, \quad (2-33)$$

где $\eta_{ц.н}$ — к. п. д. циркуляционного насоса (для различных насосов $\eta_{ц.н} = 0,79—0,9$).

Электрическая мощность, потребляемая от электросети для привода циркуляционного насоса

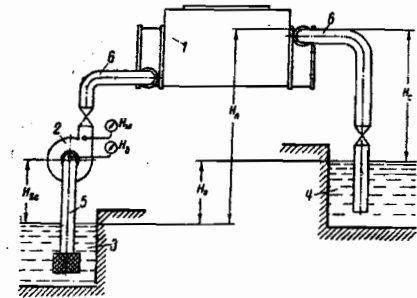


Рис. 2-19. Схема сифона.

1 — конденсатор; 2 — циркуляционный насос; 3 — приемный колодец; 4 — сливной колодец; 5 — всасывающая труба; 6 — напорный трубопровод.

$$N_{эд} = \frac{N_{ц.н}}{\eta_{эд}} \text{ [квт]}, \quad (2-34)$$

$\eta_{эд}$ — к. п. д. электродвигателя; можно принимать: для электродвигателей мощностью до 30 квт, $\eta_{эд} = 0,85—0,89\%$, для электродвигателей мощностью от 100 до 250 квт $\eta_{эд} = 0,9—0,93$.

Технические данные циркуляционных насосов представлены в табл. 2-8.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРЫ

3-1. ТУРБОГЕНЕРАТОРЫ СЕРИИ Т2 С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Двухполюсные турбогенераторы трехфазного тока серии Т2 с воздушным охлаждением предназначены для выработки переменного тока; привод генераторов осуществляется паровыми турбинами, работающими с числом оборотов 3000 в 1 мин. Серия Т2 охватывает генераторы мощностью от 750 до 50 000 квт.

Для обеспечения надежной эксплуатации и удобства обслуживания генераторы выполнены* закрытыми с замкнутой системой вентиляции и охлаждением горячего воздуха в водяных воздухоохладителях. Генераторы снабжаются возбудителями серии ВТ.

Роторы генераторов с роторами турбин соединяются посредством пружинных, полугибких и жестких муфт. Соединение якоря возбудителя с рото-

ром генератора осуществляется посредством эластичной муфты. Возбудитель типа ВТ-20-3000 к ротору генератора присоединяется при помощи гибкого валика.

Генераторы изготавливаются с одним подшипником скольжения (генераторы типов Т2-0,75-2 и Т2Б-1,5-2 выполнены с двумя подшипниками).

Смазка подшипников осуществляется принудительно, от масляной системы турбины. Подшипник со стороны возбудителя во избежание вредного воздействия блуждающих токов электрически изолирован от фундаментной плиты и маслопроводов.

Возбудители монтируют на собственной фундаментной плите на двух подшипниках. Возбудители типа ВТ-20-3000 и ВТ-75-3000 изготавливаются открытыми с разомкнутой системой вентиляции. Возбудители типов ВТ-120-3000 и ВТ-170-3000 имеют замкнутую систему вентиляции с охлаж-

Таблица 3-1
Турбогенераторы трехфазного тока серии Т2 с воздушным охлаждением завода "Электросила" (технические данные)

Тип генератора	Т2-0,75-2	Т2Б-1,5-2	Т2-2,5-2	Т2-4-2	Т2-6-2	Т2-12-2	Т2-25-2	Т2-50-2
Активная мощность, кет	750	1 500	2 500	4 000	6 000	12 000	25 000	50 000
Коэффициент мощности (cos φ)	0,8	1 875	3 125	5 000	7 500	15 000	31 250	58 800
Номинальное напряжение, в	400/230; 525; 6 300	400; 525; 3 150; 6 300	3 150; 6 300	3 150; 6 300	3 150; 6 300	6 300; 10 500	6 300; 10 500	10 500
Коэффициент полезного действия, %	93,5	94,5	95,0	96,0	96,4	97,0	97,4	97,6
Критическая скорость вращения, об/мин	4 630	3 600	3 300	1-я 2 430 2-я > 5 500	1-я 2 400 2-я > 5 500	1 850	1-я 1 660 2-я 4 500	1-я 1 455 2-я 3 990
Маховой момент (GDP), м ²	0,18	0,24	0,5	4,1	6,2	2,6	4,94	30,9
Вес, т	1,6	2,3	3,8	11,0	18,5	35,2	69,5	129,0
Тип возбуждения	ВТ-20-3000	ВТ-20-3000	ВТ-40-3000	ВТ-50-3000	ВТ-50-3000	ВТ-75-3000	ВТ-120-3000	ВТ-170-3000
Тип воздухоохладителя	ВПТ-108-1000	ВПТ-108-1000	ВПТ-3	ВПТ-3	2ВПТ-3	ВПТ-12	ВПТ-25	ВПТ-75

Примечания: 1. Данные действительны при температуре охлаждающего воздуха +40° С.
2. Вращающий момент короткого замыкания принят десятикратным.
3. Все генераторы рассчитаны на 3 000 об/мин.

Таблица 3-2
Возбудители серии ВТ к генераторам серии Т2 (технические данные)

Тип возбудителя	Номинальная мощность, кет	Номинальное напряжение, в	Номинальный ток, а	Минимальное напряжение холостой работы, в	Потребляемая мощность, в	Скорость вращения, в/сек	Коэффициент полезного действия при номинальной нагрузке, %	Тип	Шунтовой регулятор			Вес якоря, кг	Общий вес возбудителя, т
									Общая сопротивляемость, ом	максимальная	минимальная		
ВТ-20-3000	20	60	334	10	120	120	80	РЗВ-31Б	58,4	8	0,3	175	0,9
ВТ-40-3000	40	115	348	20	175	240	87	РЗВ-31Б	50	11	0,6	200	1,3
ВТ-50-3000	50	150	333	40	220	280	88	РЗВ-31Б	89	10	0,3	235	1,5
ВТ-75-3000	75	230	325	50	350	380	89	РЗВ-41Б	107	10	1,2	255	1,5
ВТ-120-3000	120	250	520	50	400	400	90	РЗВ-41Б	84	11	0,6	395	2,8
ВТ-170-3000	170	230	740	60	450*	500	90	РЗВ-41Б	392	5	0,3	785	5,2

* При включенном добавочном сопротивлении 27 ом.

Таблица 3-3

Воздухоохладители генераторов серии Т2 (технические данные)

Тип воздухоохладителя	Тепло, отводимое в воздухоохладители и охлаждающее мощность, кет	Расход воды, м ³ /ч	Разность водяного напора, м вод. ст.	Расход воздуха, м ³ /сек	Разность водяного напора, м вод. ст.	Число секций	Число ходов воды	Соединение по воде	Соединение по воздуху	Пробное гидравлическое давление, кг/см ²	Общий вес воздухоохладителя без воды, т
ВПТ-108-1000	70	18,5	4	1,8	22	1	6	—	—	5	0,4
ВОП-3	140	60	2,5	4	25	1	4	—	—	3	1,1
2ВОП-3	200	80	1,7	8	25	2	4	Параллельное	Параллельное	3	2,2
ВОП-12	350	100	2	12	22	2	4	Параллельное	Параллельное	3	2,7
ВОП-25	650	300	1,7	20	16	2	2	Параллельное	Параллельное	3	4,2
ВОП-75	1 200	275	3,5	36	55	4	6	Параллельное	Параллельное	3	10,2

Примечания: 1. Температура охлаждающей воды (на входе) +30° С.
2. Температура охлаждающего воздуха +40° С.

Таблица 3-4

Расход и давление масла в подшипниках генераторов серии Т2 и возбудителей серии ВТ

Тип генератора	Расход масла, л/мин				Давление масла в подшипниках, кг/см ²
	на подшипник со стороны турбины	на подшипник со стороны возбудителя	на подшипник возбудителя	всего	
Т2-0,75-2	12	12	8	32	0,25—0,5
Т2Б-1,5-2	12	12	8	32	0,25—0,5
Т2-2,5-2	—	18	8	26	0,25—0,5
Т2-4-2	—	18	8	26	0,25—0,5
Т2-6-2	—	25	8	33	0,25—0,5
Т2-12-2	—	25	8	33	0,25—0,5
Т2-25-2*	—	120	8	128	0,25—0,5
Т2-50-2	—	160	24	184	0,25—0,5

3-2. ТУРБОГЕНЕРАТОРЫ С ВОДОРОДНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

дением горячего воздуха в воздухоохладителях.

Воздухоохладители состоят из одной или нескольких трубчатых секций, соединенных как по воде, так и по воздуху параллельно. Трубки, в которых течет охлаждающая вода, с воздушной стороны имеют развитую поверхность за счет навитых на них медных проволоочных спиралей эллиптической формы; трубки развальцованы в трубных досках. К последним с внешних сторон присоединены на болтах стальные водораспределительные крышки. Ход воды и воздуха в воздухоохладителях осуществлен по принципу противотока.

Технические данные генераторов серии Т2, возбудителей и воздухоохладителей приведены в табл. 3-1, 3-2, 3-3. Данные о расходе и давлении масла на подшипники генераторов и возбудителей даны в табл. 3-4.

Двухполюсные турбогенераторы трехфазного тока серии ТВ с водородным охлаждением служат для выработки переменного тока и имеют непосредственное соединение с валом турбины, работающей с числом оборотов 3 000 в 1 мин. Генераторы этой серии имеют термически закрытые корпуса, обеспечивающие нормальную работу при избыточном давлении водорода 0,05 атм (генератор ТВ2-150-2 рассчитан на нормальное давление водорода 0,7 атм, а генератор типа ТВ-60-2 — на давление 1 атм). Сварной, газонепроницаемый корпус выполнен неразъемным.

Сердечник статора составлен из отдельных пакетов, собираемых из штампованных и изолированных латком сегментов высоколегированной

Таблица 3.5

Турбогенераторы трехфазного тока серии ТВ с водородным охлаждением (технические данные)

Тип генератора	ТВ2-30-2*	ТВС-30	ТВ-50-2	ТВ-60-2	ТВ2-100-2	ТВ2-150-2	ТВВ-200-2	ТВВ-200
Завод-изготовитель	„Электросила“	ХЭТЗ	„Электросила“	„Электросила“	„Электросила“	„Электросила“	„Электросила“	ХЭТЗ
Активная мощность, кВт	30 000	30 000	50 000	60 000	100 000	150 000	200 000	230 000
Кожухая мощность, кВт	37 500	37 500	62 500	75 000	117 500	166 500	235 000	235 000
Коэффициент мощности (cos φ)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,85	0,9	0,85	0,85
Номинальное напряжение, в	6 300/10 500	6 300/10 500	10 500	10 500	13 800	18 000	15 750	15 750
Давление водорода, атм	0,05	0,05	0,05	1	0,05	0,7	3	3
Коэффициент полезного действия, %	98,3	98,3	98,5	98,55	98,7	98,9	98,8	98,87
Критическая скорость вращения, об/мин:								
1-я	930	1 600	1 455	1 320	1 167	970	1 350	1 350
2-я	2 730	4 500	3 850	—	3 740	—	4 300	4 400
Максимальный момент (СДР), лд*	5	5,4	13,5	13,5	21	30	22,4	29
Вращающий момент при коротком замыкании								
Вес, т { ротора статора общий вес с возбуждателем	17 65 92,5	16,5 63 90	31 98,7 153,5	31 98,7 153,5	45,6 177 236	58,6 242 340	42 163**	50 208***
Тип возбуждателя	ВТ-120-3000	ВТ-170-3000	ВТ-170-3000	ВТ-170-3000	ВТ-300-3000	ВТ-300-3000	ВТ-500-2700	Возбуждение внешнее
Тип газоохладителя	ОПГ-30	ОПГ-30	ОПГ-50	ОПГ-50	ОПГ2-100	ОПГ2-150	—	—

* Снят с производства с 1957 г.

** Вес статора с ротором, газоохладителем и шунтами.

*** Вес без шунтов и газоохладителей.

Примечания: 1. Данные действительны при температуре охлаждающего газа +40° С.

2. Чистота водорода 95%.

3. При охлаждении воздушной мощностью генераторов серии ТВ составляет не менее 60% номинальной.

4. Число оборотов всех генераторов 3000 р/1 мин.

Возбудители серии ВТ к генераторам серии ТВ (технические данные)

Тип возбудителя	Мощность, кВт	Напряжение, в	Ток, а	Коэффициент полезного действия при номинальной нагрузке, %	Тип шунтового регулятора	Вес якоря, кг	Общий вес возбудителя, т
ВТ-120-3000	130	250	520	90	РЗВ-41В	395	2,8
ВТ-170-3000 (для ТВС-30 и ТВ-50-2)	170	230	740	90	РЗВ-41В	785	5,2
ВТ-170-3000 (для ТВ-60-2)	190	250	760	90	РЗВ-41В	785	5,2
ВТ-300-3000 (для ТВ2-100-2)	300	400	750	91,5	РВМ-1Б	875	5,8
ВТ-300-3000 (для ТВ2-150-2)	360	450	800	91,7	РВМ-1Б	875	5,8

Таблица 3.7

Газоохладители генераторов серии ТВ (технические данные)

Тип газоохладителя	Тепло, отводимое в газоохладителя и эквивалентное мощности, кал	Расход воды, м³/ч	Разность водяного напора, м вод. ст.	Расход газа, м³/сек	Разность давления газа, мм вод. ст.	Число секций	Общий вес газоохладителя без воды, т	Пробное гидравлическое давление, кг/см²
ОПГ-30	470	200	5	16	6	4	4,1	6
ОПГ-50	750	200	4	30	8,5	6	6,7	6
ОПГ-60	816	200	8	30	17	6	5,5	6
ОПГ2-100	1 050	400	5	45	12	8	10,8	8
ОПГ2-150	1 350	640	6	60	12	8	15,8	8

Примечания: 1. Температура охлаждающей воды (на входе) +30° С.

2. Температура охлаждающего газа +40° С.

3. Число ходов воды равно 2.

4. Соединения по воде и по газу выполнены параллельными.

Таблица 3.8

Расход и давление масла в подшипниках и уплотнениях генератора серии ТВ и возбудителей серий ТВ и ТВВ

Тип генератора	Расход масла, л/мин				Давление масла, кг/см²
	на уплотнения обеих сторон	на подшипник генератора	на подшипники возбудителя	всего	
ТВ2-30-2	40	120	10	170	0,3—0,5
ТВС-30	50	120	24	194	0,3—0,5
ТВ-50-2	40	160	24	224	0,3—0,5
ТВ-60-2	60	160	24	244	0,3—0,5
ТВ2-100-2	50	300	24	374	0,3—0,5
ТВ2-150-2	70	300	24	394	0,3—0,5
ТВВ-200-2	80	300	50	430	0,3—0,5

Примечание. Давление масла в уплотнениях генератора типа ТВ-60-2 равно 1,3—1,5 кг/см²; в уплотнениях генератора типа ТВ-150-2 соответственно 1,0—1,2 кг/см².

электротехнической стали толщиной 0,5 мм.

Число выводов у генераторов этой серии — двенадцать, за исключением генераторов типов ТВ2-30-2 и ТВС-30, у которых число выводов равно шести.

Для охлаждения водорода в корпуса генераторов вертикально (в генераторы типов ТВ-50-2 и ТВ-60-2 — горизонтально) встроены газоохладители. Циркуляция охлаждающего га-

за в генераторах осуществляется посредством вентиляторов, укрепленных с обоих концов ротора: центробежных — у генераторов типов ТВ-30-2, ТВ-50-2 и ТВ-60-2 и пропеллерных — у генераторов типов ТВС-30, ТВ2-100-2 и ТВ2-150-2.

Генераторы выполнены с подшипниками скольжения, смазка осуществляется принудительно, от масляной системы турбины. Подшипник со сто-

роны возбуждателя электрически изолирован от фундаментной плиты и маслосопроводов.

Для предотвращения утечки водорода из корпуса генератора на роторе имеются масляные уплотнения. Масло к уплотнителям подается от масляной системы турбины в кольцевую щель уплотнения вкладыша под давлением $0,3-0,5 \text{ кг/см}^2$ (в уплотнение генератора типа ТВ-60-2 масло подается под давлением $1,3-1,5 \text{ кг/см}^2$, а в уплотнение генератора типа ТВ2-150-2 — под давлением $1-1,2 \text{ кг/см}^2$).

Генераторы этой серии снабжаются возбуждателями серии ВТ и ВГТ с замкнутой системой вентиляции и охлаждением воздуха или газа в воздухо- или газоохладителях. Воздухоохладители и фильтр для очистки воздуха встроены в фундаментную раму. Якорь возбуждателя с ротором генератора

соединяется упругой муфтой с ленточной пружиной (в генераторах типов ТВС-30 и ТВ-60-2 соединение якорей возбуждателей с роторами генераторов осуществляется посредством гибких валиков).

Газоохладители состоят из четырех, шести или восьми секций, соединенных по газу и воде параллельно. Трубки, по которым течет охлаждающая вода, с воздушной стороны имеют развитую поверхность за счет навитых на них медных спиралей; трубки завальцованы в трубные доски. Движение воды и газа в газоохладителях осуществляется по принципу противотока.

Технические данные по генераторам серии ТВ, возбуждателям и газоохладителям представлены в табл. 3-5; 3-6 и 3-7. Данные о расходе и давлении масла на подшипники генераторов и возбуждателей даны в табл. 3-8.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ДЕАЭРАТОРЫ, РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ, ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ И ПАРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

4-1. ДЕАЭРАТОРЫ

Деаэраторы предназначены для удаления газов из питательной воды. Принцип работы деаэратора заключается в нагреве питательной воды до температуры кипения в деаэрационной колонке и вентиляции ее газового пространства. Вода, поступающая на деаэрацию, через штуцер вводится в смешательное устройство, расположенное в верхней части колонки. Стекая вниз, она распыляется в смешательном устройстве, что облегчает выделение газов при ее вскипании. Снизу, на встречу воде, через штуцер деаэрационной колонки подается пар. Количество греющего пара выбирается с таким расчетом, чтобы нагреть питательную воду до температуры кипения и вместе с оставшейся небольшой частью пара удалить газ из колонки. Парогазовая смесь из деаэрационной колонки обычно поступает в охладители выпара.

Деаэрационная питательная вода

поступает в аккумулятор деаэратора, емкость которого служит резервом и используется в аварийных случаях; она рассчитана на работу турбоустановки при максимальном режиме продолжительностью не менее 20 мин.

В турбоустановках малой мощности применяются вакуумные деаэраторы с давлением $0,5 \text{ атм}$ и атмосферные — с давлением $1,2 \text{ атм}$; производительность вакуумных деаэраторов $5-25 \text{ т/ч}$, а атмосферных $\geq 10 \text{ т/ч}$. Для турбоустановок большой мощности применяют деаэраторы атмосферного давления производительностью до 300 т/ч и повышенного давления (6 и 7 атм) производительностью $100-500 \text{ т/ч}$.

Емкость аккумулятора (бака) деаэратора для накопления деаэрированной воды рассчитывается по полезному водяному объему. Соотношения между производительностью деаэрационной колонки и емкостью бака приведены в табл. 4-1; там же приведены технические данные деаэраторов.

Таблица 4-1

Деаэраторы (технические данные)

Тип деаэратора	Номинальная производительность, т/ч	Рабочее давление, атм	Полезная емкость бака-аккумулятора, м³
ДСВ-5	5	0,5	4
ДСВ-10	10		7,5
ДСВ-15	15		10
ДСВ-25	25		15
ДСА-10	10	1,2	7,5
ДСА-25	25		15
ДСА-50	50		25
ДСА-75	75		35
ДСА-100	100		50
ДСА-150	150		75
ДСА-200	200		75
ДСА-300	300		75
ДСП-112	112	6	50*
ДСП-160	160		75
ДСП-225	225		75
ДСП-315	315		100
ДСП-400	400		100
ДСП-500	500	7	120

4-2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ НИЗКОГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЙ

Регенеративные подогреватели предназначены для ступенчатого подогрева питательной воды за счет использования скрытого тепла при конденсации пара, отбираемого из промежуточных ступеней турбины. Греющий пар поступает в подогреватели, омывая поверхность пучка труб, по которым проходит питательная вода. Конденсат греющего пара каскадно из подогревателя с более высоким давлением греющего пара стекает в предыдущий по ходу питательной воды подогреватель, обогреваемый паром из последующего отбора турбины. Конденсат греющего пара из группы подогревателей высокого давления ПВД обычно направляется в деаэратор, а из группы подогревателей низкого давления отводится в конденсатор или возвращается в трубопровод основного конденсата специальным перекачивающим насосом.

Слив конденсата греющего пара из подогревателей осуществляется автоматически через конденсатоотводчики,

снабженные поплавковыми регуляторами или при помощи электронных регуляторов.

На случай разрыва трубок или появления свищей в трубной системе предусматривается автоматическое защитное устройство, перепускающее питательную воду помимо подогревателя. Электронная защита предусматривается для блока подогревателей, отключая его в случае нарушения нормальной работы одного из подогревателей блока. ПВД снабжаются защитным устройством, предназначенным для защиты турбины от попадания воды в случае разрыва трубок подогревателя или появления свищей в трубной системе.

На рис. 4-1 приведен разрез подогревателя низкого давления типа ПН-130-5. Технические данные подогревателей низкого давления даны в табл. 4-2.

На рис. 4-2 показан разрез подогревателя высокого давления типа ПВ-350/230. Технические данные подогревателей высокого давления приведены в табл. 4-3.

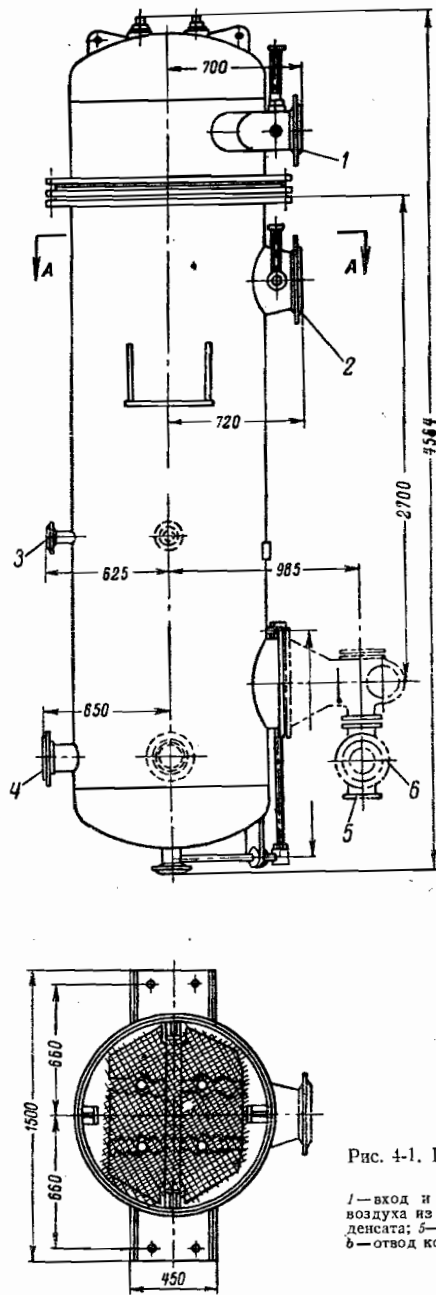


Рис. 4-1. Подогреватель низкого давления (ПНД) типа ПН-130-5.

1—вход и выход конденсата; 2—вход пара; 3—вход воздуха из предыдущего подогревателя; 4—подвод конденсата; 5—подвод конденсата к конденсатоотводчику; 6—отвод конденсата от конденсатоотводчика; 7—выход конденсата; 8—отсос воздуха.

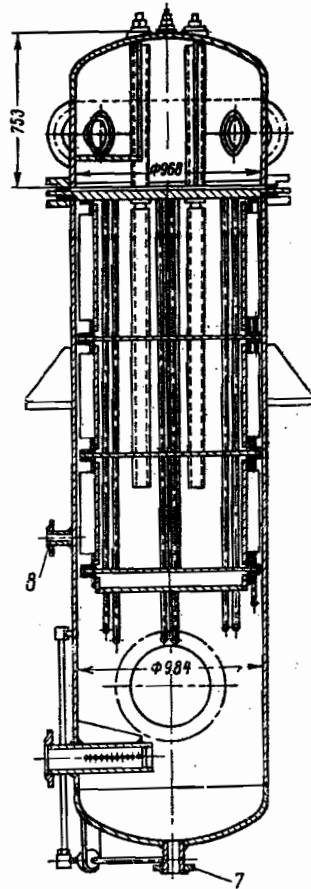


Таблица 4.2

Подогреватели низкого давления (технические данные)

Тип подогревателя	Завод-изготовитель	Поверхность нагрева, кв. м.	Число ходов воды	Расход воды, т/ч	Давление пара, атм	Максимальная температура воды на выходе, °С	Давление воды, кг/см²	Диаметр трубок, мм	Число трубок	Пробное гидравлическое давление, кг/см²		Без воды	при полном заполнении водой
										трубной системы	корпуса		
ПН-2	КТЗ	1,55	Винто-ходовой	3,9	0,49	75	4	16/14	—	6,5	2	0,21	—
ПН-4	КТЗ	3,76	Винто-ходовой	7,0	0,39	70	4	19/17	—	6,5	2	0,3	—
ПН-5	КТЗ	13,4	Винто-ходовой	10,9	0,63	61	4	22/20	—	7	2	0,39	—
ПН-13	СЗТМ	30	Винто-ходовой	23	0,5	77	3,5	22/20	—	7	2,5	0,7	—
ПНД-30-В-1	БМЗ	40	Винто-ходовой	50	0,5	100	—	19/17	95	5,5	2	0,9	—
ПН-65-1	СЗТМ	65	Винто-ходовой	71	0,05	75	12	16/14,5	170	20	2	1,8	3,1
ПН-65-2	СЗТМ	65	Винто-ходовой	85	0,05	140	12	16/14,5	257	15	2	2,0	2,0
ПН-65-3	СЗТМ	65	Винто-ходовой	95	0,05	71	12	16/14,5	257	15	2	2,0	3,6
ПН-65-3А	УТМЗ	65	Винто-ходовой	95	0,05	71	12	16/14,5	263	15	2	1,6	3,2
ПН-65-4	СЗТМ	65	Винто-ходовой	—	0,05	150	12	16/14,5	257	15	8,6	2,0	3,6
ПН-65-4А	УТМЗ	65	Винто-ходовой	—	0,05	150	12	16/14,5	263	15	8,6	2,0	3,2
ПН-80	СЗТМ	80	Винто-ходовой	121	0,65	75	7	16/14,5	246	10	2	1,7	3,1
ПН-80М	СЗТМ	80	Винто-ходовой	121	0,65	150	15	16/14,5	530	19	10	3,1	5,2
ПН-100-М	СЗТМ	100	Винто-ходовой	110	0,65	65	4	16/14,5	686	8	2	2,4	4,2
ПН-100-2М	УТМЗ	100	Винто-ходовой	314	1,5	83	15	16/14,5	520	19	2	2,4	5,5
ПНД-100-1	УТМЗ	100	Винто-ходовой	—	2,5	125	12	16/14,5	417	20	2,5	2,7	4,9
ПНД-100-2	УТМЗ	100	Винто-ходовой	—	2,5	130	12	16/14,5	457	8	2	2,7	4,9
ПНД-130-М	СЗТМ	130	Винто-ходовой	145	0,5	70	15,5	16/14,5	530	19	1,9	4,0	7,5
ПН-130-1М	СЗТМ	130	Винто-ходовой	135	0,5	80	15	16/14,5	530	19	10	3,7	7,4
ПН-130-2М	СЗТМ	130	Винто-ходовой	170	0,5	150	15	16/14,5	530	19	10	3,4	7,3
ПН-130-3М	СЗТМ	130	Винто-ходовой	170	0,5	150	15	16/14,5	530	19	2	4,0	7,5
ПН-130-4М	СЗТМ	130	Винто-ходовой	135	0,5	80	15	16/14,5	532	20	6	3,1	6,4
ПН-130-5М	СЗТМ	130	Винто-ходовой	170	0,5	230	16	16/14,5	530	19	10	3,7	7,4
ПН-130-5М	УТМЗ	130	Винто-ходовой	195	0,5	180	15	16/14,5	536	19	10	3,4	6,2
ПН-130-5М	УТМЗ	130	Винто-ходовой	330	0,5	180	15	16/14,5	532	19	10	3,4	6,3
ПНД-200-1М	СЗТМ	200	Винто-ходовой	330	0,8	150	15	16/14,5	869	19	10	5,5	10,3
ПН-200-2М	СЗТМ	200	Винто-ходовой	362	0,8	150	15	16/14,5	869	19	10	5,5	9,7
ПН-200-3	СЗТМ	200	Винто-ходовой	362	0,8	150	15	16/14,5	869	19	10	5,1	9,0
ПН-200-4	СЗТМ	200	Винто-ходовой	362	0,8	150	15	16/14,5	869	19	10	5,1	9,1
ПН-200-5	СЗТМ	200	Винто-ходовой	362	0,8	150	15	16/14,5	869	19	10	5,5	9,9
ПНД-200-1	УТМЗ	200	Винто-ходовой	362	1,5	125	16	16/14,5	790	20	2,5	5,5	10,7
ПНД-200-2	УТМЗ	200	Винто-ходовой	362	1,5	125	16	16/14,5	790	20	2,5	5,5	10,5
ПНД-250-1М	СЗТМ	250	Винто-ходовой	270	0,35	80	15	16/14,5	869	19	4	5,4	4,6
ПНД-250-2М	СЗТМ	250	Винто-ходовой	270	0,35	80	15	16/14,5	869	19	4	5,4	4,6
ПНД-250-3М	СЗТМ	250	Винто-ходовой	372	0,35	130	15	16/14,5	869	19	2,5	5,5	12,8
ПНД-250-4М	СЗТМ	250	Винто-ходовой	372	0,35	130	15	16/14,5	869	19	2,5	5,5	12,8
ПНД-250-5М	СЗТМ	250	Винто-ходовой	372	0,35	130	15	16/14,5	869	19	2,5	5,5	12,8
ПНД-250-6М	СЗТМ	250	Винто-ходовой	386	3,22	140	16	16/14,5	869	19	4,5	5,9	10,9
ПНД-250-1	УТМЗ	250	Винто-ходовой	386	3,22	140	16	16/14,5	869	19	4,5	5,9	10,6
ПНД-250-2	УТМЗ	250	Винто-ходовой	386	3,22	140	16	16/14,5	869	19	4,5	5,9	10,6
ПНД-300-1	СЗТМ	300	Винто-ходовой	388	2	130	15	16/14,5	932	19	3	6,2	12,5
ПНД-300-2	СЗТМ	300	Винто-ходовой	477	5	160	15	16/11,5	932	19	6	6,3	10,7

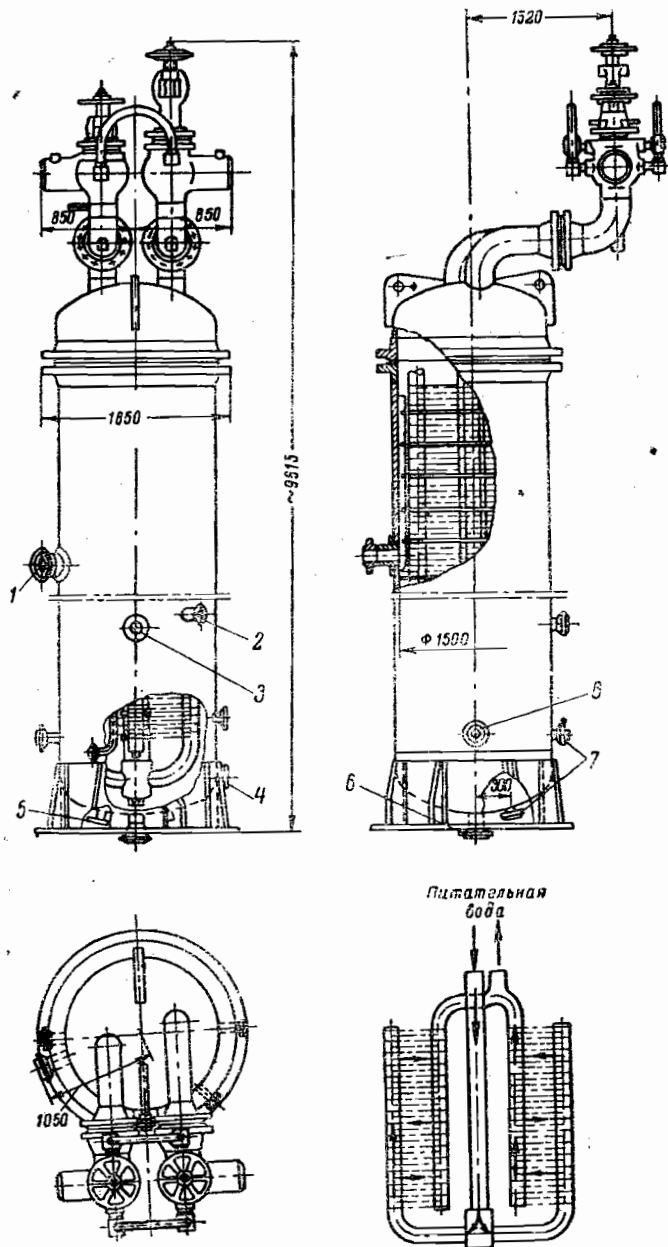


Рис. 4-2. Подогреватель высокого давления (ТВД) типа ПВ-350/230.
1 — вход пара; 2 — вход воздуха из предыдущего подогревателя; 3 — отсос воздуха; 4 — к водоуказателю; 5 — спуск конденсата; 6 — отвод конденсата греющего пара; 7 — к поплавковой камере конденсатоотводчика; 8 — слив конденсата из подогревателя.

Таблица 4.3

Подогреватели высокого давления (технические данные)

Тип подогревателя	Запасной котел	Площадь нагрева, м ²	Длина (высоте) — по ходу воды	Расход воды, т/ч	Гидравлическое сопротивление трубопроводов, МПа	Давление пара, атм	Максимальная температура воды на выходе, °С	Давление воды, кг/см ²	Диаметр труб, мм	Число спиралей или змеевиков	Пробное гидравлическое давление, кг/см ²		Вес, т			
											трубной системы	корпуса	подогревателя без аппаратов и трубопроводов	трубной системы без воды	трубной системы с водой	подогревателя при полном заполнении водой
ПВ-6	КТЗ	5,6	Длинто-выс (од-нозавод-ные)	10,5	5,88	5	146	55	25/21	4	69	7,5	0,364	0,08	0,1	0,5
ПВ-10	КТЗ	10,22	3	18,1	3,6	5	104	55	25/21	8	69	7,5	0,63	0,2	0,26	0,85
ПВ-15	КТЗ	14,5	3	28	8	5	147	64	30/25	18	69	7,5	0,825	0,27	0,31	—
ПВ-30	КТЗ	30	6	60,2	—	9	146	64	30/25	—	90	15	1,79	0,62	0,79	3,01
ПВ-60-3	СЗТМ	60	6	—	6	15	175	59	16/13	363	100	19	2,78	—	—	—
ПВ-100	БМЗ	100	3	106	19,5	18,3	200	80	16/13	92	225	22	10,9	7,4	8,1	18
ПВ 120/180 № 1	ТКЗ	120	3	106	19,5	31,5	230	180	32/25	92	225	22	13,4	7,3	8,1	20
ПВ 120/180 № 2	ТКЗ	120	3	106	19,5	31,5	230	180	32/25	92	225	22	13,4	7,3	8,1	20
ПВ 150/180 № 1	ТКЗ	150	1	187	20	34	230	180	32/25	56	225	22	11,4	7,7	8,8	17,4
ПВ 150/180 № 2	ТКЗ	150	1	187	20	34	230	180	32/25	56	225	22	11,4	7,7	8,8	17,4
ПВ 200/180 № 1	ТКЗ	200	3	200	23,5	18	200	180	32/25	148	270	22	13,4	9,1	10,4	19,7
ПВ 200/180 № 2	ТКЗ	200	3	200	23,5	18	200	180	32/25	148	270	22	13,4	9,1	10,4	19,7
ПВ 250/180 № 1	ТКЗ	250	2	363	25	12	250	180	32/25	208	225	15	17,5	12	13,5	24,7
ПВ 250/180 № 2	ТКЗ	250	2	363	25	12	250	180	32/25	208	225	15	17,5	12	13,5	24,7
ПВ 250/180 № 3	ТКЗ	250	2	363	25	12	250	180	32/25	208	225	15	17,5	12	13,5	24,7
ПВ 350/230 № 1	ТКЗ	350	2	375	28	21	250	230	32/25	252	290	25	22,3	16	19	33
ПВ 350/230 № 2	ТКЗ	350	2	375	28	21	250	230	32/25	252	290	25	22,3	16	19	33
ПВ 350/230 № 3	ТКЗ	350	2	375	28	21	250	230	32/25	252	290	25	22,3	16	19	33
ПВ 350/230 № 4	ТКЗ	350	2	375	28	21	250	230	32/25	252	290	25	22,3	16	19	33
ПВ 425/230 № 1	ТКЗ	425	2	504	Блока	13,3	250	230	32/25	248	290	17	28,7	21,3	24	41,7
ПВ 425/230 № 2	ТКЗ	425	2	504	Блока	22,6	250	230	32/25	248	290	17	28,7	21,3	24	41,7
ПВ 425/230 № 3	ТКЗ	425	2	504	Блока	35	250	230	32/25	248	290	17	28,7	21,3	24	41,7
ПВ 480/230 № 1	ТКЗ	480	2	582	Блока	12	250	230	32/25	280	290	14	31,8	21,3	24,2	44,8
ПВ 480/230 № 2	ТКЗ	480	2	582	Блока	26	250	230	32/25	280	290	14	31,8	21,3	24,2	44,8
ПВ 480/230 № 3	ТКЗ	480	2	582	Блока	38	250	230	32/25	280	290	14	31,8	21,3	24,2	44,8
ПВ 480/230 № 4	ТКЗ	480	2	582	Блока	38	250	230	32/25	280	290	14	31,8	21,3	24,2	44,8

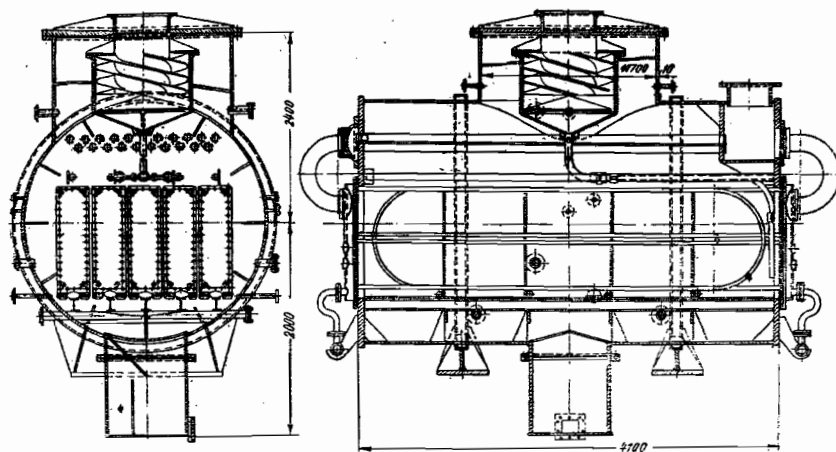


Рис. 4-3. Горизонтальный паротрубный испаритель.

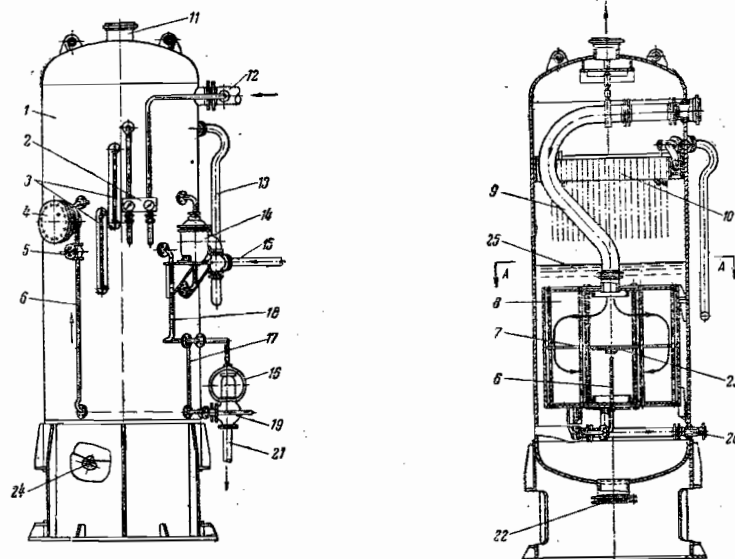


Рис. 4-4. Вертикальный водотрубный испаритель.

1—корпус вторичного пара; 2—щит с манометрами; слева—давление вторичного пара, справа—давление первичного пара; 3—указатель уровня химически очищенной воды в корпусе; 4—лаз; 5—клапан для регулировки отсоса воздуха; 6—трубопровод отсоса воздуха из 8 в 1; 7—перегородка; 8—греющая секция первичного пара; 9—труба первичного пара; 10—пеноразбивающее устройство; 11—патрубок отвода вторичного пара; 12—подводящий паротрубопровод первичного пара; 13—трубопровод химически очищенной воды; 14—поплачковый регулятор питания типа ПР-80; 15—подводящий трубопровод химически очищенной воды; 16—поплачковый конденсатоотводчик типа К-10-100-11; 17—указатель уровня конденсата; 18—уравнительная паровая трубка из поплавковой камеры 16 и водоуказателя 17 в нижний отсек греющей секции 8; 19—уравнительная водяная трубка из поплавковой камеры; 20—сливная трубка конденсата первичного пара; 21—отводящий трубопровод конденсата первичного пара; 22 и 23—лазы; 24—спускной патрубок для присоединения всасывающего трубопровода к грязевому насосу и для опорожнения корпуса 1; 25—уровень химически очищенной воды (зеркало испарения).

Таблица 4-4
Возможная величина восполнения химически очищенной водой (дистиллятом) потерь конденсата из цикла электростанции

Исходные показатели	Число ступеней испарительной установки					
	1	2	3	4	5	6
Давление греющего пара первой ступени (при давлении в конденсаторе выпара последней ступени 0,93 ата), ата	1,55	2,5	3,9	5,8	8,5	12,0
Возможная величина добавки дистиллята в % от расхода питательной воды	10	18	25	32	38	44
Суммарная относительная производительность всех ступеней по дистилляту на 1 т греющего пара первой ступени, т/т	0,87	1,67	2,40	3,10	3,73	4,29

Таблица 4-5

Испарительные установки (технические данные)

Тип испарительной установки	Завод-изготовитель	Производительность одного корпуса по вторичному пару, т/ч	Параметры пара				Поверхность нагрева одной ступени, м²	Пробное гидравлическое давление, кг/см²		Вес, т
			греющей секции		корпуса			Греющей секции	Корпуса	без воды заполненной водой
			Давление, ата	Температура, °С	Давление, ата	Температура, °С				
ИСВ-120	„Комега“	8,5—7,5	9,0	250	5,0	150	120	12,0	6,0	11/18
ИСВ-250	„Комега“	15,0	4,0	—	3,0	Насыщенный	250	4,5	3,0	22/37
ИСВ-300	ТКЗ	До 45,0*	21,0	300	9,0	174,0	300	30,0	12,0	27/70
ИСВ-350	БМЗ	10,6	3,2	—	—	—	350	—	—	21,5/—
ИСВ-585-1	ТКЗ	20—18	13,5	250	9,8	190	585	18,0	13,8	40,5/93,3
(1—3 секции)										
ИСВ-585-2	ТКЗ	17—13**	4,5	161,2	3,5	147,2	585	6,0	6,0	32,7/85,5
(4—6 секция)										
ИСВ-680	Черновицкий машиностроительный завод	6,8	1,2	—	—	—	680	—	—	32,1/—
И-150-8		18,0	9,0	250	5,0	150	—	11,0	6,0	11,55/—

* Производительность двух ступеней испарения 90 т/ч при 18/1,2 ата.

** При установке шести ступеней производительность 100 т/ч.

Таблица 4-6

Испарительные установки промышленного назначения (технические данные)

Тип испарителя	Производительность установки по вторичному пару, т/ч	Давление пара, ата		Поверхность охлаждения одной ступени, м²	Число ступеней испарения в установке	Вес одного корпуса ступени без воды, т
		первичного (на входе в первую ступень)	вторичного (на выходе из последней ступени)			
ИСВ-300-1	1,2	90	18,0	300	2	31,5
ИСВ-300-2	1,2	90	18,0	300	2	31,0
ИСВ-585-1	1,2	100	13,0	585	6	38,4
ИСВ-585-2	1,2	100	13,0	585	6	32,65
ИСВ-965	1,2	18	2,0	965	1	52,5

Примечания: 1. Конструкция испарителя—вертикальный стальной цельносварной со стальными сварными трубками, заальюминированными в трубные доски греющей секции.

2. Каждый корпус испарителя оборудован пеноразбивающим устройством питания.

3. Питание испарителя—химически очищенная, деаэрированная вода.

4. Трубки $\varnothing 38/33$ мм выполнены из углеродистой стали.

4-3. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ И ПАРООБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Испарительные устройства предназначены для восполнения потерь конденсата и представляют собой теплообменники поверхностного типа.

На электростанциях среднего давления применяются паротрубные испарители горизонтального типа производительностью в одном корпусе до 10 т/ч.

На теплоэлектроцентралях с большими потерями конденсата у внешних потребителей тепла и на электростанциях высокого и сверхвысокого давления с турбоустановками большой единичной мощности применяют водотрубные испарители вертикального типа производительностью до 45 т/ч.

В паротрубных испарителях горизонтального типа первичный греющий пар проходит через горизонтально расположенные трубы, отдавая тепло перегреву и скрытое тепло парообразования на нагрев и образование вторичного пара из химически очищенной воды.

На рис. 4-3 показан горизонтальный паротрубный испаритель; верти-

кальный водотрубный испаритель представлен на рис. 4-4.

В зависимости от величины добавка (восполнения потерь конденсата) применяют одно-, двух- или многоступенчатые (до шести ступеней) испарительные установки [Л. 1, 2 и 8]; последние применяются на теплоэлектроцентралях с большими потерями конденсата на производстве.

Конденсация вторичного пара (выпара) испарителя может осуществляться в специальных конденсаторах-охладителях, конденсаторах-испарителях, в регенеративных подогревателях или в деаэраторах. На рис. 4-5 представлены различные схемы включения испарителей в тепловые схемы турбоустановок.

На рис. 4-5,а дана схема включения одноступенчатой испарительной установки с конденсацией вторичного пара в специальном предвключенном охладителе. Эта схема применяется на конденсационных электростанциях при небольших добавках дистиллята.

Схема двухступенчатой испарительной установки (рис. 4-5,б) с конденсацией вторичного пара второй ступени испарения в деаэраторе нашла

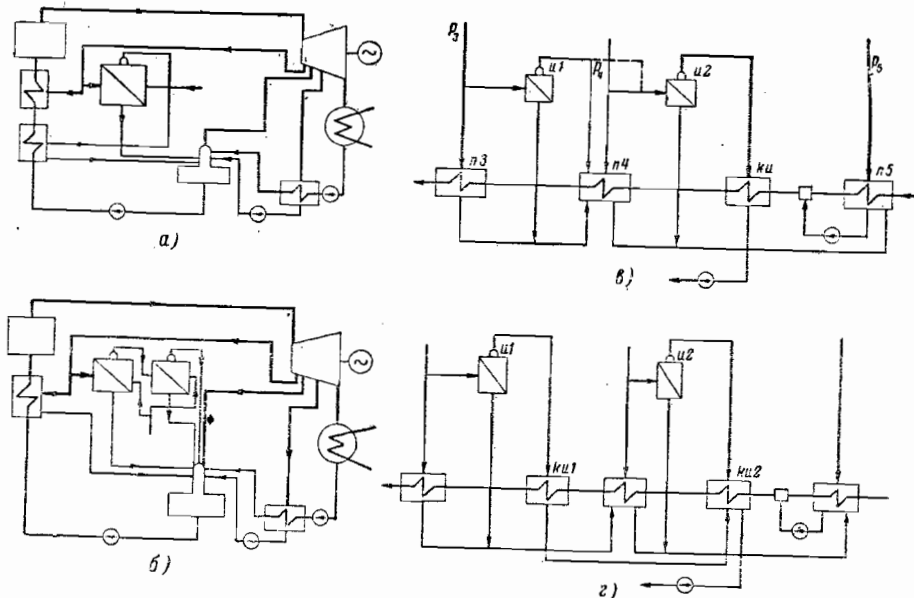


Рис. 4-5. Схема включения испарителей в тепловые схемы турбоустановок.

широкое применение на конденсационных станциях среднего давления.

Схема на рис. 4-5,в принята для типовых схем турбоустановок типов К-50-90 и К-100-90. Испаритель И2 с конденсацией вторичного пара в охладителе КИ является рабочим. Испаритель И1 с конденсацией вторичного пара в подогревателе П4 включается в работу при недогрузках турбины, когда потери от утечек в процентном отношении увеличиваются.

Схема на рис. 4-5,г с двумя комплектами одноступенчатых испарителей и специальными охладителями КИ1 и КИ2 принята для турбоустановок ЛМЗ типа СВК-150.

Число ступеней испарения определяется перепадом давления между

давлением греющего пара первой ступени и давлением в конденсаторе-охладителе последней ступени. Возможная величина восполнения химически очищенной водой (дистиллятом) потерь конденсата из цикла электростанции характеризуется данными табл. 4-4.

Технические данные испарительных установок электростанций приведены в табл. 4-5.

На ТЭЦ при ожидании больших потерь конденсата на предприятиях предусматриваются специальные паропреобразовательные установки промышленного назначения; технические данные по испарительным установкам промышленного назначения даны в табл. 4-6.

ГЛАВА ПЯТАЯ

МАСЛОСНАБЖЕНИЕ ТУРБОАГРЕГАТА

На рис. 5-1 показан пример системы смазки подшипников турбины ЛМЗ типа К-100-90 (ВК-100-6). Системы смазки и регулирования представляют

собой единую систему маслоснабжения турбоагрегата. В схеме маслоснабжения предусмотрены: главный масляный насос центробежного типа, пуско-

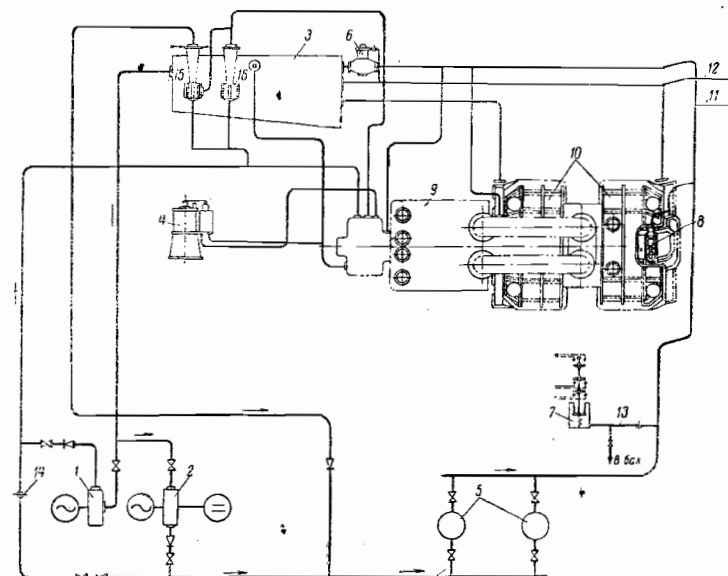


Рис. 5-1. Принципиальная схема смазки подшипников турбины типа К-100-90 (ВК-100-6). 1—пусковой насос с электроприводом переменного тока; 2—резервный (он же аварийный) насос с приводом от электродвигателей переменного и постоянного тока; 3—масляный бак; 4—автоматический затвор; 5—маслоохладитель; 6—сливной клапан; 7—реле давления масла; 8—валоповоротное устройство; 9—п. в. д. турбины; 10—п. в. д. турбины; 11—маслопровод на смазку подшипников генератора и возбуждателя; 12—сливной маслопровод из подшипников генератора и возбуждателя; 13—диафрагма $d=8$ мм; 14—диафрагма $d=30$ мм; 15—маслопровод для подвода масла на всасывание к главному масляному насосу и нижнему 15.

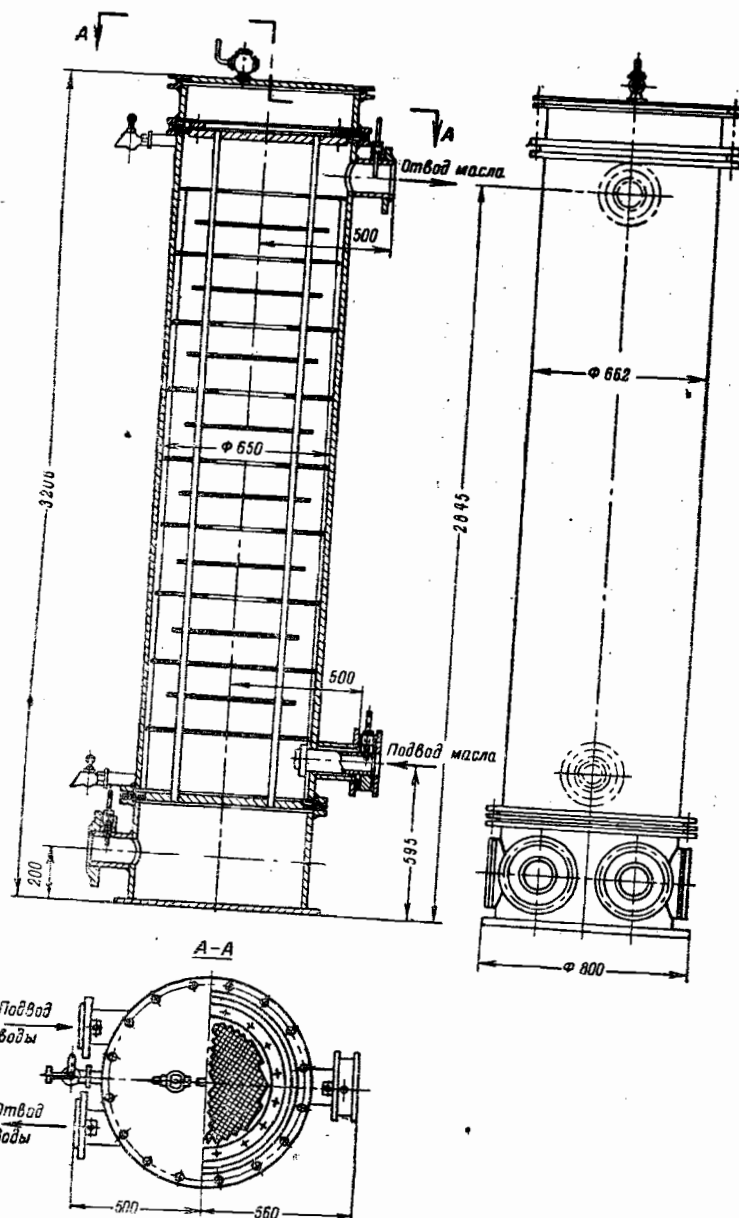


Рис. 5-2. Маслоохладитель типа МП-65 завода „Комега“.

Таблица 5-1

Маслоохладители (технические данные)

Тип маслоохладителя	МП-21	МП-37	М-60	МП-65
Поверхность охлаждения, м ²	21	37	60	65
Рабочее давление, кг/см ²	3,3	3,3	5	3,3
Пробное гидравлическое давление водяной и масляной системы, кг/см ²	5	5	8	5
Диаметр трубок, мм	16/14	16/14	19/17	19/17
Длина трубок, мм	1497	1497	2140	2570
Число трубок	290	510	513	434
Вес трубок, кг	138	245	950	876
Вес маслоохладителя, т	0,8	1,1	2,4	1,6

Примечание. Трубки выполнены из латуни марки Л-68.

вой насос с электроприводом производительностью 150 м³/ч, резервный насос с электроприводом переменного тока производительностью 126 м³/ч и аварийный насос с электроприводом постоянного тока. В данной турбоустановке применены резервный и аварийный насосы, представляющие собой единый блок на одном валу с двумя электроприводами переменного и по-

стоянного тока центробежного масляного насоса.

Технические данные маслоохладителей приведены в табл. 5-1. Конструкция маслоохладителя, применяемого в современных турбоустановках, представлена на рис. 5-2.

Технические характеристики маслонабжения турбин представлены в табл. 5-2; 5-3; 5-4; 5-5 и 5-6.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБИНЫ. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ И ТУРБИННОГО ЦЕХА

6-1. КОНТРОЛЬ ЗА РЕЖИМАМИ РАБОТЫ ТУРБИН

Надежность турбины зависит от рабочих параметров свежего и отработавшего пара, состояния проточной части, уплотнений диафрагм и концевых уплотнений роторов.

1. Рабочие лопатки регулирующих ступеней (турбин с сопловым парораспределением) рассчитываются на прочность от паровых усилий для режима с одним или двумя полностью открытыми регулируемыми клапанами, если последние открываются одновременно или с очень малой перекрышей; рабочие лопатки и диафрагмы ступеней давлений рассчитываются на прочность для режима работы с максимальным расходом пара через ступени.

Для лопаток регулирующих ступеней опасными по условиям надежно-

сти оказываются режимы с одним или двумя полностью открытыми клапанами: при повышении давления свежего пара и давления в регулируемом отборе сверх расчетных значений; при работе турбины без лопаток последующей ступени и увеличении нерегулируемого отбора из камеры регулирующей ступени (для турбин без регулируемого отбора).

Увеличение нерегулируемого отбора из камеры регулирующей ступени возможно, если давление пара в последней выше давления, соответствующего режиму ее работы без отбора с одним или двумя (если оба клапана открываются одновременно) полностью открытыми регулируемыми клапанами. В турбинах с нерегулируемыми отборами пара из камер регулирующих ступеней увеличение отборов возможно за счет увеличения пропускной способ-

Таблица 5-2

Система маслоснабжения конденсационных турбин (техническая характеристика)

Тип турбины	К-4-35 (АК-4-1)	К-6-35 (АК-6-1)	К-25-90 (БК-25-1)	К-50-90 (БК-50-1)	К-50-90 (БК-50-5)	К-100-90 (БК-100-2)	К-100-90 (БК-100-6)	К-150-130 (ПВК-150)	К-200-130 (ПВК-200)
Давление масла в системе регулирования, кг/см^2	4—6	4—6	12	12	20	12	20	15	20
Давление масла в системе смазки, кг/см^2	0,5	0,5	0,4	0,6	0,8	0,6	1	1,7	1
Тип главного масляного насоса	Зубчатый	Зубчатый	Винтовой	Винтовой	Центробежный	Винтовой	Центробежный	Центробежный	Центробежный
Марка насоса	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	МТ-12-150	МТ-12-150	АЯПЗ-150	МТ-12-150	АЯПЗ-150	8НД9×2	АЯПЗ-300
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	30	30	150	150	100	150	100	240	200
Напор, м вод. ст.	50	50	120	120	214	120	214	150	210
Тип привода насоса	Турбинный	Турбинный	Турбинный	Турбинный	ГАМ6-117-6	Турбинный	А-102-6	МА-144/1/4	А-104-5
Мощность, кВт	—	—	100	100	100	100	125	125	200
Число оборотов в минуту	7 000	7 000	4 000	4 000	1 000	4 000	1 000	2 850	1 000
Марка насоса	—	—	—	—	4НД6	—	5НД6	5НД6	5НД6
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	—	—	—	—	90	—	125	180	150
Напор, м вод. ст.	—	—	—	—	95	—	30	31	28
Тип электродвигателя	—	—	—	—	А-52-4	—	А-71-4	А-81-4	А-71-4
Мощность, кВт	—	—	—	—	15	—	20	40	20
Число оборотов в минуту	—	—	—	—	1 450	—	1 450	1 450	1 450
Марка насоса	РЗ-30	РЗ-30	4НД6	4НД6	—	4НД6	—	5НД6	5НД6
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	10,8	10,8	90	90	—	110	—	160	150
Напор, м вод. ст.	—	—	25	25	—	22	—	31	28
Тип электродвигателя	ПН-28,5	ПН-28,5	ПН-100	ПН-100	ПН-100*	ПН-100	ПН-145*	ПН-200	ПН-145
Мощность, кВт	1,6	1,6	12	12	12	12	21	45,5	21
Число оборотов в минуту	1 000	1 000	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500
Включение аварийного масляного насоса происходит при падении давления масла в системе смазки ниже, кг/см^2	0,25—0,30	0,25—0,30	0,2	0,2	0,5	0,2	0,5	0,9	—
Число масляных систем, м^3	3	3	2	4	4	6	2	4	3
Емкость масляной системы, м^3	2	1,5	16	16	16	17	16	27	30

* Работает в блоке с резервным насосом.

** Рабочая емкость масляного бака.

Примечание. При полной нагрузке турбины для очистки может быть отключен только один маслоохладитель.

Таблица 5-3

Система маслоснабжения турбин с теплофикационным отбором пара (техническая характеристика)

Тип турбины	Т-4-35 (АТ-4)	Т-6-35 (АТ-6)	Т-12-35 (АТ-12-2)	Т-25-90 (ВТ-25-4)	Т-25-90 (ВТ-25-5)	Т-50-130 (ВТ-50-1)	Т-100-130 (ВТ-100-1)
Давление масла в системе регулирования, кг/см^2	4—6	4—6	8	12	12—14	14	14
Давление масла в системе смазки, кг/см^2	0,5	0,5	0,5	0,4	0,5	0,5	0,6—0,8
Тип главного масляного насоса	Зубчатый	Центробежный	Центробежный	Винтовой	Винтовой	Центробежный	Центробежный
Марка насоса	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНОМ-100-1	МТ-12-150	6МС6×5	8МС-7×4	8МС-7×4
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	30	30	60	150	150	300	300
Напор, м вод. ст.	50	50	67	120	225	240	240
Тип привода насоса	Турбинный	Турбинный	Турбинный	Турбинный	А-102-4	А-114-4	А-114-4
Мощность, кВт	7 000	7 000	21	100	160	320	320
Число оборотов в минуту	—	—	4 500	4 000	1 450	1 480	1 480
Марка насоса	РЗ-30	РЗ-30	ЗК-9а	4НД6	4НД6*	4НД6*	5НД6с
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	10,8	10,8	35	90	90	90	150
Напор, м вод. ст.	—	—	22,5	25	25	25	28
Тип электродвигателя	ПН-28,5	ПН-28,5	ПН-28,5	ПН-100	ПН-100	ПН-100	ПН-145
Мощность, кВт	1,6	1,6	5,3	12	12	12	21
Число оборотов в минуту	1 000	1 000	2 800	1 500	1 500	1 500	1 550
Включение аварийного масляного насоса происходит при падении давления масла в системе смазки ниже, кг/см^2	0,25—0,30	0,25—0,30	0,2	0,2	0,2	0,2	0,35
Число масляных систем, м^3	3	3	2	2	2	4	6**
Емкость масляной системы, м^3	2	1,5	7***	16	14***	21***	26***

* Электронасос типа 4НД6 сблокирован с электродвигателем переменного тока типа А-62-4 ($N=14$ кет, $n=1 500$ об/мин).

** Встроены в масляный бак.

*** Емкость масляного бака.

Примечание. При полной нагрузке турбины для очистки может быть отключен только один маслоохладитель.

Система маслоснабжения турбин с производственным отбором пара
(техническая характеристика)

Таблица 5-4

Тип турбины	П-0,75-35/5 (АП-0,75)	П-1,5-35/5 (АП-1,5)	П-2,5-35/5 (АП-2,5)	П-4-35/5 (АП-4)	П-6-35/5 (АП-6)	П-6-35/5 (АП-6Н)
Давление масла в системе регулирования, кг/см^2	3,5—6,5	3,5—6,5	3,5—6,5	4—6	3,5—6,5	4—6
Давление масла в системе смазки, кг/см^2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Тип главного масляного насоса	Центробежный					
Марка насоса	ТНМ-7-35	ТНМ-7-35	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	35	35	20	30	20	30
Напор, м вод. ст.	70	70	55	50	55	50
Мощность, квт	—	—	—	—	—	—
Число оборотов в минуту	7 000	7 000	7 000	7 000	7 000	7 000
Марка насоса	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	18	18	18	10,8	18	10,8
Напор, м вод. ст.	7	7	7	—	7	—
Тип электродвигателя	ПН-17,5	ПН-17,5	ПН-17,5	ПН-28,5	ПН-17,5	ПН-28,5
Мощность, квт	1	1	1	1,6	1	1,6
Число оборотов в минуту	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000
Включение аварийного масляного электронасоса происходит при падении давления масла в системе смазки ниже, кг/см^2	0,2	0,2	0,2	0,25—0,30	0,2	0,25—0,30
Число маслоохладителей	2	2	2	3	2	3
Емкость масляной системы, м^3	1,0	1,3	1,0	2,0	1,5	2,0

Примечания: 1. Пусковые насосы имеют турбинный привод.
2. При полной нагрузке турбины для чистки может быть отключен только один маслоохладитель.

Система маслоснабжения турбин с производственным и теплофикационным отборами пара
(техническая характеристика)

Таблица 5-5

Тип турбины	ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1)	ПТ-12-30/10 (БПТ-12)	ПТ-25-30/10 (БПТ-25-3)	ПТ-25-30/10 (БПТ-25-4)	ПТ-50-30/13 (БПТ-50-3) ПТ-50-130/13 (БПТ-50-3)	ПТ-50-130/7 (БПТ-50-4)
Давление масла в системе регулирования, кг/см^2	8	8	12	12—14	20	14
Давление масла в системе смазки, кг/см^2	0,5	0,5	0,4	0,5	0,8	0,5
Тип главного масляного насоса	Центробежный					
Марка насоса	ТНОМ-100-1	ЭМН-8-11	МТ-12-150	6МС-6Х5	АЯПЗ-150	АЯПЗ-150Х4
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	60	9,6	150	150	100	150
Напор, м вод. ст.	67	80	120	225	214	240
Тип привода насоса	Турбинный	АО-52-4В-3	Турбинный	А-102-4	ГАМТ-125-6	ДАМ-117-4
Мощность, квт	21	7	100	160	100	180
Число оборотов в минуту	4 500	1 440	4 000	1 470	1 000	1 470
Марка насоса	—	Нет	Нет	4НДв	4НДв	4НДв
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	—	—	—	90	90	90
Напор, м вод. ст.	—	—	—	25	25	25
Тип электродвигателя	—	—	—	А-62-4	А-62-4	А-62-4
Мощность, квт	—	—	—	14	14	14
Число оборотов в минуту	—	—	—	1 500	1 500	1 500
Марка насоса	ЗК-9	НШ-85-1	4НДв	—	4НДв	4НДв
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	35	5,1	90	—	90	90
Напор, м вод. ст.	22,5	1	25	—	25	25
Тип электродвигателя	ПН-28,5	П-22В-1 и АО-32-4В-1	ПН-100	ПН-100*	ПН-100	ПН-100
Мощность, квт	5,3	1	12	12	12	12
Число оборотов в минуту	2 800	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500
Включение аварийного масляного насоса происходит при падении давления масла в системе смазки ниже, кг/см^2	0,2	0,25	0,2	0,2	0,5	0,2
Число маслоохладителей	2	2	2	2	4	4
Емкость масляной системы, м^3	7**	2,5	16	14**	16	21**

* Работает в блоке с резервным насосом.

** Емкость масляного бака.

Примечание. При полной нагрузке турбины для чистки может быть отключен только один маслоохладитель.

Таблица 5-6

Система маслоснабжения турбин с противодавлением (техническая характеристика)

[illegible]

* В масляной системе турбины типов ВРТ-25-1 и ВРТ-25-2 имеется еще по одному масляному насосу типа 4НД с теми же характеристиками, но с приводом от электродвигателя переменного тока типа А-52.4 ($N=14$ кВт, $l=1450$ об/мин).

Рабочая емкость масляного бака. При полной нагрузке турбины для чистки может быть отключен только один маслоохладитель.

ности регулирующей ступени, например, за счет увеличения парциальности или реконструкции регулирующей ступени.

2. Для контроля за режимами работы турбин заводы-изготовители обычно указывают предельные давления в контрольных ступенях, чаще всего в камерах регулирующих ступеней или камерах перегрузки (турбины с частичным подводом пара к промежуточной ступени).

Величины давлений в контрольных ступенях турбины зависят от расхода пара и состояния проточной части. Повышение давления происходит при увеличении расхода пара через турбину (при максимальном расходе пара давления в контрольных ступенях достигают предельных значений), а также при заносе проточной части солями.

В практике эксплуатации турбин принимаются разные решения по контролю за режимами давлений в ступенях. В одних случаях сохраняют предельные давления в контрольных ступенях за счет ограничения расхода пара и снижения нагрузки, в других случаях допускают незначительный занос проточной части, что приводит к повышению давления пара в контрольной ступени на 5—10% расчетной величины давления, которое соответствует номинальной мощности при чистой проточной части.

3. Увеличение нерегулируемого отбора пара из промежуточной ступени не всегда допустимо по условиям прочности, так как это приводит к росту теплоперепада на предыдущую ступень и соответственно перегружает рабочие лопатки и диафрагму (или направляющие лопатки). Решение вопроса о возможности увеличения нерегулируемого отбора из промежуточной ступени требует специальной технической проработки.

4. Турбины, рассчитанные на работу для зоны допустимых колебаний давления и температуры свежего пара при верхнем уровне параметров свежего пара, могут обеспечивать нагрузку выше номинальной.

Предельно допустимую электрическую мощность турбины (на зажимах генератора) с достаточной для практи-

ки точностью можно определить по уравнению

$$N_{\text{э.пр}} = \frac{H_{\text{о.в}} \eta_{\text{от}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}{H_{\text{о.н}} \eta'_{\text{от}} \eta'_{\text{м}} \eta'_{\text{г}}} \cdot N_{\text{э.ном}} \approx \frac{H_{\text{о.в}}}{H_{\text{о.н}}} N_{\text{э.ном}} [\text{квт}], \quad (6-1)$$

где

$H_{0.8}$ — максимальный располагаемый теплоперепад от верхних предельных давлений и температур пара до фактически достижимого вакуума, ккал/кг ;

$H_{\text{о.п}}$ — располагаемый теплоперепад от низших допустимых давления и температуры пара до допустимого наиболее высокого давления отработавшего пара (низшего вакуума), при котором завод гарантирует номинальную мощность турбины, *ккал/кг*;

η_{oi}, η'_{oi} — относительные внутренние к. п. д. турбины при максимальном и минимальном расходах теплоты;

$\eta_m, \eta_r, \eta'_m, \eta'_r$ — к. п. д. механический и генератора при $N_{э.пр}$ и $N_{э.ном}$ соответственно;

$N_{э.ном}$ — номинальная мощность турбины, *квт.*

Основным критерием предела повышения мощности является также предельное давление пара в контрольной ступени.

5. Турбины с регулируемы́ми отборами пара позволяют получить до полнотельную мощность без перегрузки проточной части за счет некоторого сокращения регулируемых отборов; величина максимально допустимой мощности обычно указана в диаграммах режимов.

6-2. КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Осевые давления на упорных подшипниках турбин зависят от многих причин и в условиях эксплуатации

могут сильно изменяться, вызывая неполадки и даже аварии. Они зависят от состояния проточной части турбины, уплотнений диафрагм, концевых уплотнений ротора и т. д. Осевые усилия изменяются при переходных режимах работы турбины. Они сильно возрастают при быстром, особенно скачкообразном, повышении нагрузки турбины.

В турбинах с сильно нагруженными упорными подшипниками необходимо устанавливать контроль за их работой по температуре баббита рабочих колодок, не допуская повышения температуры выше 90°С.

6.3. КОНТРОЛЬ ЗА ВИБРАЦИОННЫМ СОСТОЯНИЕМ ТУРБОАГРЕГАТА

Надежность, а также и экономичность работы турбинного агрегата зависят от его вибрационного состояния.

Контроль за вибрационным состоянием турбоагрегата осуществляется по амплитудам вибрации подшипников, измеряемым в трех направлениях: вертикальном, горизонтальном и осевом. Оценкой вибрационного состояния является максимальная величина двойной амплитуды вибрации того подшипника, вибрации которого при самом неблагоприятном режиме нагрузки будут наибольшими.

Пределы допустимых величин вибрации указаны в табл. 6-1.

Контроль за вибрацией подшипников турбоагрегата осуществляется в следующие моменты:

а) перед остановкой на капитальный ремонт и при вводе в работу после капитального ремонта;

б) при заметном повышении вибрации подшипников.

В первом случае вибрация подшипников измеряется при установившихся режимах: холостом ходе без возбуждения, холостом ходе с возбуждением, половинной и полной нагрузках турбины.

Периодичность измерения вибрации подшипников зависит от вибрационного состояния турбоагрегата и производится в следующие сроки: 1 раз в месяц при оценке «отлично» и «хорошо» (табл. 6-1) и 1 раз в две недели — при оценке вибрации «удовлетворительно». Периодические измерения вибрации производятся при одной и той же нагрузке турбины, но не меньше половины номинальной.

Прибор для измерения вибрации подшипников должен удовлетворять следующим требованиям:

а) позволять измерение амплитуды вибрации раздельно для любого из трех направлений;

б) цена деления шкалы прибора и нижний предел измерения должен быть не более 10 мк;

в) верхний предел измерений прибора должен быть не ниже 400 мк;

г) точность измерения амплитуды вибрации должна быть не ниже ±10% в диапазоне частот, для которых предназначен прибор;

д) прибор должен иметь протокол

Таблица 6-1

Нормы вибраций подшипников турбоагрегатов, работающих с $n=3000$ об/мин

а) При вводе в эксплуатацию после монтажа (в соответствии с ГОСТ 5908-51)

Двойная амплитуда вибраций, мк	До 40	До 60	До 80
Оценка	Отлично	Хорошо	Удовлетворительно

б) В период нормальной эксплуатации (в соответствии с Нормами МЭС, 1952 г.)

Величина нагрузки	При полной и половинной нагрузках турбоагрегата	При холостом ходе турбины без возбуждения генератора
Двойная амплитуда вибрации, мк	Не более 40	Не более 60

проверки (тарировки), действительный на дату измерения;

е) все приборы, исключая ручные, должны быть приспособлены для жесткого крепления к подшипникам турбины и устанавливаться над поперечной осью симметрии вкладыша.

6.4. КОНТРОЛЬ ЗА КАЧЕСТВОМ ТУРБИННОГО МАСЛА

Для обеспечения нормальной работы турбины качество турбинного масла должно соответствовать данным табл. 6-2.

Для контроля за качеством масла производится периодический отбор проб.

6.5. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ И ТУРБИННОГО ЦЕХА

1. Коэффициент полезного действия брутто турбоустановки или турбинного цеха:

$$\eta_r = \frac{860 N_{э.ср}}{Q_s} \cdot 100\% \quad (6-2)$$

где $N_{э.ср}$ — средняя электрическая нагрузка турбоустановки или турбинного цеха за любой

промежуток времени t , квт;

Q_s — средний расход тепла на выработку электроэнергии (без расхода на собственные нужды) одной турбоустановкой или турбинным цехом за тот же промежуток времени t , ккал/ч.

$$Q_s = D_0 i_0 - D_{п.в} i_{п.в} - \Sigma D_{от} i_{от} + \Sigma D_{в} i_{в} \quad (6-3)$$

где D_0 и i_0 — среднее количество за время t и энтальпия (теплосодержание) свежего пара, расходуемого турбоустановкой или турбинным цехом, кг/ч и ккал/кг;

$D_{п.в}$ и $i_{п.в}$ — среднее количество за время t и энтальпия (теплосодержание) питательной воды, поступившей в котельные установки из одной или всех турбоустановок турбинного цеха, кг/ч; ккал/кг;

$\Sigma D_{от} i_{от}$ — суммарное количество тепла, отпущенного из отборов одной или всех турбоустановок турбин-

Таблица 6-2

Масло турбинное (технические условия в соответствии с ГОСТ 32-53)

Наименование показателей	Турбинное 22л (турбинное Л с присадкой ВТИ-1)	Турбинное 22 (турбинное Л)	Турбинное 30 (турбинное УТ)	Турбинное 46 (турбинное Т)	Турбинное 57 (турбо-редукторное)
Вязкость кинематическая при 50°С, сст, в пределах	20—23	20—23	28—32	44—48	55—59
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла (не более)	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05
Стабильность:					
а) осадок после окисления, % (не более)	0,05	0,1	0,1	0,15	—
б) кислотное число после окисления в мг КОН на 1 г (не более)	0,20	0,35	0,35	0,45	—
Зольность, % (не более)	0,005	0,005	0,005	0,02	0,04
Скорость деэмульсации в 1 мин (не более)	8	8	8	8	8
Содержание водорастворимых кислот и щелочей					
Содержание механических примесей					
Температура вспышки, определяется в открытом тигле, °С (не ниже)	180	180	180	195	195
Температура застывания, °С (не выше)	—15	—15	—10	—10	—
Натровая проба с подкислением в баллах (не более)	2	2	2	2	2
Содержание присадки ВТИ-1, %, в пределах	0,009—0,015	—	—	—	—
Прозрачность при 0°С					

Прозрачно

ного цеха с паром и водой;
 $D_{от}$ и $i_{от}$ — количество и теплосодержание пара и воды, $кг/ч$; $ккал/кг$;

$\Sigma D_{в}$ — суммарное количество поступившего в турбоустановку или турбинный цех тепла с отработавшим паром, конденсатом, добавочной водой, дренажем из теплофикационных подогревателей и т. д.;

$D_{в}$ и $i_{в}$ — количество и теплосодержание пара или воды, $кг/ч$ и $ккал/кг$.

2. К. п. д. нетто турбоустановки или турбинного цеха

$$\eta_{т} = \frac{860 (N_{э.ср} - N_{г.н})}{Q_{э} + Q_{т.н}} 100 \%, \quad (6-4)$$

где $N_{э.ср}$ — средняя электрическая нагрузка турбоагрегата или турбинного цеха за промежуток времени t , $квт$;

$N_{г.н}$ — средняя электрическая нагрузка, потребляемая вспомогательными механизмами для обслуживания турбоустановки или турбинного цеха, $квт$;

$Q_{э}$ — средний расход тепла на выработку электроэнергии турбоустановкой или турбинным цехом (без расхода на собственные нужды), $ккал/ч$;

$Q_{т.н}$ — средний расход тепла на собственные нужды по про-

изводству электроэнергии турбоустановкой или турбинным цехом, $ккал/ч$.

В коэффициент полезного действия нетто турбоустановки или турбинного цеха включаются расходы тепла на собственные нужды по каждой турбоустановке и по относящимся к ним вспомогательным агрегатам, а также расход электроэнергии на собственные нужды электроцеха.

К расходу тепла на собственные нужды турбоустановки и турбинного цеха относятся:

а) расход тепла на турбопривод циркуляционных или конденсатных насосов;

б) расходы тепла, связанные с пусками и остановками турбоагрегатов;

в) расходы тепла на отопление и вентиляцию производственных и бытовых помещений турбинного цеха.

К расходу электроэнергии на собственные нужды турбоустановок и турбинного цеха относятся:

а) расход на конденсатные и циркуляционные насосы (при наличии центральной насосной расход электроэнергии на циркуляционные насосы отдельных турбин распределяется пропорционально расходу охлаждающей воды);

б) расход на перекачивающие насосы дренажей, регенеративных установок и т. д.;

в) расход на хозяйственные и пожарные насосы;

г) расход на собственные нужды электроцеха.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

7-1. РАСХОД ПАРА ЧЕРЕЗ СОПЛОВЫЕ РЕШЕТКИ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

1. Критический расход пара через сопло (решетку) при расчетных параметрах пара:

$$G_{кр} = 203,5 f_{мин} \sqrt{\frac{P_0}{v_0}} \quad [кг/сек], \quad (7-1)$$

где $f_{мин}$ — минимальное сечение сужающегося сопла (решетки), $м^2$;

P_0 и v_0 — давление и удельный объем пара перед решеткой (соплами), $ата$ и $м^3/кг$.

2. Расход пара через сопло (решетку) при скоростях ниже критических,

но при расчетных начальных параметрах:

$$G = 203,5 f_{мин} \beta_1 \sqrt{\frac{P_0}{v_0}}, \quad (7-2)$$

где β_1 — коэффициент Бендемана, зависящий от отношения давления за решеткой P_1 к давлению перед решеткой P_0 при критическом отношении давлений $\beta_1 = 1$, а при отношении давлений выше критического $\beta_1 < 1$.

Зависимость β от отношения давлений P_1/P_0 представлена на рис. 7-1.

3. Критический расход пара через сопло (решетку) при нерасчетных параметрах перед решеткой:

$$G'_{кр} = 203,5 f_{мин} \sqrt{\frac{P'_1}{v'_0}}, \quad (7-3)$$

где P'_0 и v'_0 — давление и удельный объем пара перед решеткой, $ата$ и $м^3/кг$.

4. Расход пара через сопло (решетку) при скоростях ниже критических и нерасчетных начальных параметрах:

$$G' = 203,5 f_{мин} \beta_2 \sqrt{\frac{P'_0}{v'_0}}, \quad (7-4)$$

где β_2 — коэффициент, зависящий от отношения давления за решеткой P'_1 к давлению перед решеткой P'_0 .

5. Из уравнений (7-1), (7-2), (7-3) и (7-4)

$$G = \beta_1 G_{кр} \quad \text{и} \quad G' = \beta_2 G'_{кр}. \quad (7-5)$$

6. Относительные изменения расхода пара через сопло (решетку) для различных начальных параметров при критических скоростях истечения:

$$\alpha_1 = \frac{G'_{кр}}{G_{кр}} = \sqrt{\frac{P'_0 v'_0}{P_0 v_0}} = \sqrt{\frac{(P'_0)^2 T_0}{(P_0)^2 T'_0}} \approx \frac{P'_0}{P_0}, \quad (7-6)$$

где T_0 и T'_0 — абсолютные температуры пара перед соплом при расчетном и переменном режимах.

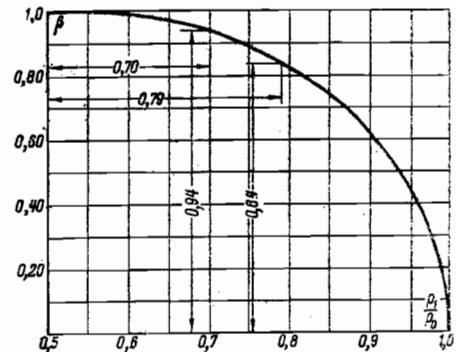


Рис. 7-1. Коэффициент Бендемана для определения расходов пара при переменном режиме работы решетки.

7. Относительное изменение расхода пара через сопло (решетку) при нерасчетных начальных параметрах и противодавлении (при скорости пара ниже критической):

$$\alpha_0 = \frac{G'}{G} = \frac{\beta_2 G'_{кр}}{\beta_1 G_{кр}} = \frac{\beta_2}{\beta_1} \sqrt{\frac{P'_0 v'_0}{P_0 v_0}} \approx \frac{\beta_2}{\beta_1} \frac{P'_0}{P_0} = \frac{\beta_2}{\beta_1} \alpha_1. \quad (7-7)$$

Действительный расход пара через сопло для указанного в п. 7 режима:

$$G' = \alpha_0 G = \alpha_1 \frac{\beta_2}{\beta_1} G, \quad (7-8)$$

где G — расчетный расход пара через сопло (решетку).

Приводим пример расчета сопла (решетки) на переменный режим. Требуется определить относительное изменение расхода пара через сопло (решетку) для начального давления $P'_0 < P_0$ (P_0 — расчетное давление перед решеткой) и противодавления $P'_1 > P_1$ (P_1 — расчетное давление за решеткой).

Относительное изменение расхода пара через сопло подсчитываем по уравнению (7-7):

$$\alpha_0 = \alpha_1 \frac{\beta_2}{\beta_1}.$$

Находим $\alpha_1 = P'_0/P_0$ и β_1 — для отношения давлений P_1/P_0 и β_2 — для отношения давлений P'_1/P'_0 по рис. 7-1.

Найденные значения α_1 , β_1 и β_2 подставляем в уравнение (7-7).

Таблица 7-1
Значения коэффициента Бендемана для отношений $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)$

p_1/p_0	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55
β	0,2085	0,2931	0,3570	0,4097	0,4548	0,6261	0,7427	0,8283	0,8920	0,9403	0,9733	0,9930	0,9998

Предположим, что даны:
 $p_0 = 20 \text{ ама}$; $p_1 = 14 \text{ ама}$; $G = 20 \text{ кг/сек}$ — расчетные значения и $p'_0 = 19 \text{ ама}$, $p'_1 = 15 \text{ ама}$ — нерасчетные значения. Требуется определить расход пара при нерасчетных параметрах.

Находим $\alpha_1 = \frac{19}{20} = 0,95$ и $\beta_1 = 0,94$
для $\frac{p_1}{p_0} = \frac{14}{20} = 0,7$.

Величину $\beta_2 = 0,84$ для $\frac{p'_1}{p'_0} = \frac{15}{19} = 0,79$ определяем по рис. 7-1.

Вычисляем:

$$\alpha_0 = 0,95 \frac{0,84}{0,94} = 0,85 \text{ и } G' = 0,85 \cdot 20 = 17,04 \text{ кг/сек.}$$

В табл. 7-1 приводятся зависимости $\beta = f\left(\frac{p_1}{p_0}\right)$, которые могут быть использованы для построения графика в любом масштабе.

7-2. СВЯЗЬ МЕЖДУ ДАВЛЕНИЯМИ В СТУПЕНЯХ ТУРБИНЫ И РАСХОДОМ ПАРА

1. В конденсационных турбинах, работающих с глубоким вакуумом (независимо от скорости пара в сопловых решетках), и в турбинах с противодавлением (при скоростях пара в решетках, равных или выше критических) давления пара в ступенях (исключая регулирующие ступени с сопловым парораспределением) приблизительно прямо пропорциональны расходу пара:

$$p_{1x} = \frac{D_x}{D_0} p_{10}, \quad (7-9)$$

где p_{1x} — искомое давление для заданного расхода пара D_x ;

D_0 — расчетный расход пара через турбину (ступень);

p_{10} — давление пара перед ступенью при режиме турбины с расходом пара D_0 .

2. Для турбин с противодавлением (при скоростях пара в сопловых решетках ниже критических), исключая регулируемую ступень, связь между давлением пара в ступенях с его расходом выражается уравнением:

$$\frac{D_x}{D_0} \approx \sqrt{\frac{T_0}{T_x} \cdot \frac{p_{1x}^2 - p_{2x}^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}, \quad (7-10)$$

где

T_0 — абсолютная температура пара перед любой ступенью турбины при расчетном расходе пара D_0 ;

T_x — абсолютная температура пара перед соответствующей ступенью турбины при расходе пара D_x ;

p_{10} и p_{1x} — давления пара перед сопловыми решетками любой ступени турбины при расходах пара D_0 и D_x соответственно;

p_{20} и p_{2x} — давления пара за рабочими лопатками любой ступени при расходах пара D_0 и D_x соответственно.

С достаточной для практических расчетов точностью принимают:

$$\frac{D_x}{D_0} \approx \sqrt{\frac{p_{1x}^2 - p_{2x}^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}. \quad (7-11)$$

Давление пара перед сопловыми решетками любой ступени турбины

$$p_{1x} = \sqrt{\left(\frac{D_x}{D_0}\right)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_{2x}^2}. \quad (7-12)$$

Давление пара за рабочими решетками любой ступени турбины

$$p_{2x} = \sqrt{p_{1x}^2 - \left(\frac{D_x}{D_0}\right)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2)}. \quad (7-13)$$

Уравнения (7-12) и (7-13) дают удовлетворительные результаты при определении p_{1x} или p_{2x} для группы ступеней не меньше трех. Для двух и особенно для одной ступени вследствие больших погрешностей в определении p_{1x} или p_{2x} уравнениями (7-12) и (7-13) пользоваться не следует.

3. Для турбин с регулируемым отбором пара давления в ступенях зависят от режима их работы:

а) Для конденсационной турбины с одним регулируемым отбором при режиме работы с регулируемым отбором давления p_{1x} и p_{2x} в ступенях ч. в. д. определяются по уравнениям (7-12) и (7-13), а для ступеней ч. н. д. — по уравнению (7-9). Расчетные давления p_{10} и p_{20} для ч. в. д. турбины, подставляемые в уравнения (7-12) и (7-13), соответствуют режиму турбин с максимальным расчетным расходом пара через ч. в. д., в то время как давления p_{10} и p_{20} , подставляемые в уравнение (7-9), должны соответствовать режиму при расчетном расходе пара через ступени турбины для конденсационного режима.

б) Для конденсационной турбины с двумя регулируемым отборами пара при режимах работы с отборами давления p_{1x} и p_{2x} в ступенях ч. в. д. и ч. с. д. определяются по уравнениям (7-12) и (7-13), а в ч. н. д. — по уравнению (7-9). Давления p_{10} и p_{20} для ч. в. д. и ч. с. д. принимаются в соответствии с расчетными расходами пара через них при режимах с регулируемым отбором. Для режима работы турбины с включенным первым регулируемым отбором (второй отбор равен нулю) давления p_{1x} и p_{2x} опреде-

ляются для ч. в. д. по уравнениям (7-12) и (7-13), а для ч. с. д. и ч. н. д. — по уравнению (7-9). Давления p_{10} и p_{20} в ступенях ч. с. д. и ч. н. д. принимаются в соответствии с расчетным расходом пара при конденсационном режиме турбины. Давления p_{1x} и p_{2x} в ступенях ч. в. д. и ч. с. д. турбины для режима с включенным вторым отбором (первый отбор равен нулю) определяются по уравнениям (7-12) и (7-13), а в ступенях ч. н. д. — по уравнению (7-9). Давления p_{10} и p_{20} принимаются для соответствующих расчетных расходов пара через ч. в. д. и ч. с. д. турбины.

Порядок расчета следующий. Вначале определяют давления p_{1x} и p_{2x} для ступеней давления ч. с. д., т. е. состояние пара за рабочими решетками регулирующей ступени перепуска пара из ч. в. д. в ч. с. д.; после этого выполняется расчет регулирующей ступени по методике с построением треугольников скоростей. После нахождения состояния пара перед сопловой решеткой регулирующей ступени перепуска, т. е. состояния пара за рабочими решетками ч. в. д., определяют давления p_{1x} и p_{2x} для всех ступеней ч. в. д.; таким же способом это выполняется для турбин с противодавлением.

Для конденсационного режима турбины (нулевые регулируемые отборы пара) давления p_{1x} и p_{2x} в ступенях, а также перед сопловыми решетками регулирующих ступеней перепуска из ч. в. д. в ч. с. д. и из ч. с. д. в ч. н. д. (при полностью открытых клапанах первого и второго отборов) определяются по уравнению (7-9).

в) Для турбин с противодавлением и регулируемым отбором пара при режимах с регулируемым отбором и без него давления p_{1x} и p_{2x} определяются по уравнениям (7-12) и (7-13) вначале для ступеней ч. н. д., а для ступеней ч. в. д. — после расчета регулирующей ступени ч. н. д. по методике с построением треугольников скоростей.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОВУРБИНЫХ УСТАНОВОК
(к конденсационные турбины без регулируемых отборов пара)

Турбина	К-4-35 (АК-4)	К-6-35 (АК-6)	К-25-90 (БК-25-1)	К-50-90 (БК-50-1)	К-50-90 (БК-50-3)	К-100-90 (БК-100-2)	К-100-90 (БК-100-6)	К-100-90 (БК-100)	К-150-130 (ПБК-150)	К-200-130 (ПБК-200)
Электрический генератор	T2-4-2	T2-6-2	T2-25-2	T2-50-2 или ТВ-50-2	ТВ-50-2	ТВ2-100-2	ТВФ-100-2	ТВ2-100-2	ТВ2-150-2	ТВФ-200-2
Конденсатор	КП-385	КП-540	25КПС-6 или 25КПС-7	50КПС-3	50КПС-5	100КПС-2	100КПС-4	К-100-3685 150	К-150-9115	200КПС-2
Конденсатный насос	5КС-5×2	5КС-5×2	8КСД-5×3	10КСД-5×3	10КСД-5×3	10КСД-5×3	10КСД-5×3	10КСД-5×3	16КСВ-11×4	12КСВ-9×4
Эжекторы	—	ЭП-12	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3
	ЭЖ-А	ЭЖ-А	ЭП-2-400-3	ЭП-3-600-4	ЭП-3-600-4	ЭП-3-600-4	ЭП-3-600-4	ЭП-3-600-4	ЭП-3-600-4	ЭП-3-600-4
Подогреватели низкого давления	ПН-30-В-1	ПН-30-В-1	ПН-65-3 ПН-65-4	ПН-130-4М ПН-130-5М	ПН-90М	ПН-200-1М ПН-200-2М	ПН-130-6М ПН-200-1М	ПН-200-1М ПН-200-2М	ПН-250-4М ПН-250-5М	ПН-100-2М ПН-300-1 ПН-300-2
Подогреватели высокого давления	ПВ-60-3	ПВ-60-3	ПВ-120/180 № 1 ПВ-120/180 № 2	ПВ-200/180 № 1 ПВ-200/180 № 2	ПВ-150/180 № 1 ПВ-150/180 № 2	ПВ-350/230 № 6 ПВ-350/230 № 7	ПВ-250/180 № 1 ПВ-250/180 № 2 ПВ-250/180 № 3	ПВ-350/230 № 6 ПВ-350/230 № 7	ПВ-425/230 № 1 ПВ-425/230 № 2 ПВ-425/230 № 3	ПВ-480/230 № 1 ПВ-480/230 № 2 ПВ-480/230 № 3
Вспомогательные масляные насосы	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	МТ-12-150	МТ-12-150	АЯПЗ-150	МТ-12-150	АЯПЗ-150	6Н-7×2а	8НД9×2	АЯПЗ-300
	—	—	—	—	4НДв	—	5НДв	5НДв	5НДв	5НДв
	РЗ-30	РЗ-30	4НДв	4НДв	—	4НДв	—	5НДв	5НДв	5НДв

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОВУРБИНЫХ УСТАНОВОК
(конденсационные турбины с производственным отбором пара)

Турбина	П-0,75-33/5 (АП-0,75)	П-1,5-35/5 (АП-1,5)	П-2,5-35/5 (АП-2,5)	П-4-35/5 (АП-4)	П-6-35/5 (АП-6)	П-6-35/5 (АП-6 II)	П-25-39/10 (АП-25-2)
Электрический генератор	T2-0,75-2	T2Б-1,5-2	T2-2,5-2	T2-4-2	T2-6-2	T2-6-2	ТВ2-30-2 или ТВБ-25
Конденсатор	КП-110	КП-195	КП-280	КП-385	КП-540	КП-480	25КПС-6
Конденсатный насос	2КС-6	3К-9	ЭЖН-18-К	5КС-5×2	ЭЖН-18-К	5КС-5×2	КД-153
Эжекторы	ЭП-12	ЭП-12	ЭП-12	—	ЭП-12	—	ЭП-1-600-3
	ЭЖ-10	ЭЖ-15	ЭЖ-17	ЭЖ-А	ЭЖ-30	ЭЖ-Б	ЭП-2-400-3
Подогреватели низкого давления	ПН-2	ПН-4	ПН-5,5	ПН-30-В-1	ПН-13	ПН-30-В-1	ПН-100-1М
Подогреватели высокого давления	ПВ-6	ПВ-10	ПВ-15	ПВ-60-3	ПВ-30	ПВ-60-3	ПВ-150-2 ПВ-150-3
Вспомогательные масляные насосы	ТНМ-7-35	ТНМ-7-35	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	МТА-12-150
	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	РЗ-30	4НДв

ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОВУРБИННЫХ УСТАНОВОК
(конденсационные турбины с теплофикационным отбором пара)

Турбина	T-4-35 (AT-4)	T-6-35 (AT-6)	T-12-35 (AT-12-2)	T-25-90 (BT-25-4)	T-25-90 (BT-25-5)	T-50-130 (BT-50-1)
Электрический генератор	T2-4-2	T2-6-2	T2-12-2	TB2-30-2 или TTB-25	TBC-30	TB-60-2
Конденсатор	КП-385	КП-540	КС-940-1	25КПС-6 или 25КПС-7	К2-1750-1 или К2-2000-1	К2-3000-2
Конденсатный насос	5КС-5×2	5КС-5×2	5КС-5×2	8КСД-5×3	8КСД-5×3	8КСД-5×3
Эжекторы	—	ЭП-12	ЭП-1-300	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3
	ЭЖ-А	ЭО-30	ЭП-2-300	ЭП-2-400-3	ЭП-2-400-3	ЭП-3-600-4
Подогреватели низкого давления	ПН-30-В-1	ПН-30-В-1	ПНД-40	ПН-65-3 ПН-130-5М	ПН-65-3 ПН-130-3М ПН-130-5М	—
Подогреватели высокого давления	ПВ-60-3	ПВ-60-3	ПВД-100	ПВ 200/180 № 1 ПВ 200/180 № 2	ПВ 200/180 № 1 ПВ 200/180 № 2	ПВ 350/230 № 6 ПВ 350/230 № 7 ПВ 350/230 № 8
Вспомогательные масляные насосы	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНОМ-100-1	МТ-12-150	КСМ-70×8	АЯПЗ-150×4
	РЗ-30	РЗ-30	ЗК-9а	4НДв	6К-12а	4НДв*

* Имеется еще резервный масляный насос типа 4НДв.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОВУРБИННЫХ УСТАНОВОК
(конденсационные турбины с производственным и теплофикационным отборами пара)

Турбина	ПТ-12-35/10 (АПТ-12-1)	ПТ-12-35/10 (БПТ-12)	ПТ-25-90/10 (БПТ-25-3)	ПТ-25-90/10 (БПТ-25-4)	ПТ-50-130/3 (БПТ-50-3)	ПТ-50-130/7 (БПТ-50-4)
Электрический генератор	T2-12-2	T2-12-2	TB2-30-2 или TTB-25	TBC-30	TB-60-2	TB-60-2
Конденсатор	КС-940-1	КП-540	25КПС-6 или 25КПС-7	К2-1750-1 или К2-2000-1	50КПС-4	К2-3000-1
Конденсатный насос	5КС-5×2	5КС-5×4	8КСД-5×3	8КСД-5×3	8КСД-5×3	8КСД-5×3
Эжекторы	ЭП-1-300	—	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3	ЭП-1-600-3
	ЭП-2-300	—	ЭП-2-400-3	ЭП-2-400-3	ЭП-3-600-4	ЭП-3-600-4
Подогреватели низкого да- вления	ПНД-40	ПН-65-3	ПН-65-1; ПН-130-2М ПН-65-2; ПН-130-5М ПН-65-3 ПН-65-4	ПН-65-3 ПН-130-5М	ПН-100-2М ПН-130-6М	ПН-100-2М ПН-130-2М
Подогреватели высокого да- вления	ПВД-100	—	—	ПВ 200/180 № 1 ПВ 200/180 № 2	ПВ 350/230 № 6 ПВ 350/230 № 7 ПВ 350/230 № 8	ПВ 350/230 № 6 ПВ 350/230 № 7 ПВ 350/230 № 8
Вспомогатель- ные масляные насосы	ТНОМ-100-1	ЭМН-8-11	МТ-12-150	КСМ-70×8	АЯПЗ-150	АЯПЗ-150×4
	—	—	—	6К-12а	4НДв	4НДв
	ЗК-9	НШ-85-1	4НДв	6К-12а	4НДв	4НДв

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН КАЛУЖСКОГО ТУРБИННОГО ЗАВОДА

Типы турбин		Мощность, кВт	Параметры снегого пара		Вакуум, %	Подогрев питательной воды, °С	Номинальный регули- руемый отбор			Номинальные расходы пара и тела при режимах				Монтажные характеристики					
старое обозначе- ние	новое обозначе- ние		давление, атм	температура, °С			температура, °С	Расход, м³/ч	с отбором пара	ккал/квт·ч	м³/ч	ккал/квт·ч	Вес турбины с масляной систе- мой, т	Вес ротора тип- ового, кг	Вес напорева- тельного ула- турбины, т	Вес комплекта оборудования поставки, т	Высота фунда- мента, м	Высота крюка над полом ма- шинного зала, м	
АПТ-12	ПТ-12-35/10	12 000	35	435	91	150±10	10/1,2	295/106	50/40	108,8	5 800	58,5	3 100	39,0	5 680	11,5	76	7,0	4,5
АТ-12	Т-12-35	12 000	35	435	—	150±10	1,2	105	65	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
АК-12	К-12-35	12 000	35	435	95	150±10	—	—	—	—	—	53,2	2 820	39,7	6 956	14,0	78,0	7,0	4,5
АК-6	К-6-35	6 000	35	435	95	150±10	—	—	—	—	—	27,2	2 930	30,0	4 847	10,0	65,0	4,5	4,5
АК-4-4*	—	4 000	35	435	90	—	—	—	—	—	—	19,4	—	19,0	3 681	8,0	39,0	—	—
АТ-6	Т-6-35	6 000	35	435	95	150±10	1,2	120	35	40,7	4 300	27,6	3 020	31,5	4 943	10,0	65	4,5	4,5
АТ-4	Т-4-35	4 000	35	435	95	146±10	1,2	120	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
АП-6	П-6-35/5	6 000	35	435	95	150±10	5	230	40	55,8	6 000	28,2	3 020	31,5	4 926	10,0	65	4,5	4,5
АП-4	П-4-35/5	4 000	35	435	93	150±10	5	235	25	35,7	5 740	19,9	3 250	28,0	4 170	7,0	53	4,5	4,5
АП-2,5	П-2,5-35/5	2 500	35	435	95	150±10	5	240	18	25,2	6 800	13,1	3 380	22,5	3 250	5,5	42	4,5	4,0

* Турбина АК-4-4 предназначена для энергоснабжения.

** В комплект входят турбины с автоматическим регулированием расхода пара, устройством автоматизации, конденсатор, конденсатные насосы, регенеративные подогреватели питательной воды, щиты приборов и сигнализации, трубопроводы с арматурой в пределах агрегата.

ТИПЫ КОМПЛЕКТУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОВУРБИННЫХ УСТАНОВОК (турбины с противодавлением)

Турбина		Р-1,5-15/3 (ОР-1,5-3)	Р-1,5-35/15 (АР-1,5-15)	Р-2,5-35/3 (АР-2,5-3)	Р-2,5-35/5 (АР-2,5-5)	Р-4-35/3 (АР-4-3)	Р-4-35/10 (АР-4-11)	Р-4-35/5 (АР-4-5)
Электрический генератор	Т2Б-1,5-2	Т2Б-1,5-2	Т2Б-1,5-2	Т2-2,5-2	Т2-2,5-2	Т2-4-2	Т2-4-2	Т2-6-2
	Погреватели высокого давления	—	—	—	—	—	—	—
	Вспомогательные масляные насосы	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20	ТНМ-6-20
		Р3-30	Р3-30	Р3-30	Р3-30	Р3-30	Р3-30	Р3-30
Турбина		Р-6-35/10 (АР-6-11)	Р-6-90/31 (НР-6-3)	Р-12-90/31 (БР-12-31)	Р-25-90/31 (ВР-25-1)	Р-25-90/18 (ВР-25-2)	Р-25-90/31 (ВР-25-1)	Р-25-90/18 (ВР-25-2)
Электрический генератор	Т2-6-2	Т2-6-2	Т2-6-2	Т2-12-2	ТВ2-30-2 Т2-25-2 ТВС-30 ТГВ-25	ТВ2-30-2 Т2-25-2 ТГВ-25	ТВС-30	ТВС-30
	Погреватели высокого давления	—	—	—	ПВСС-350-5	ПВСС-350-4 ПВСС-350-5	ПВ-350/230 № 6 ПВ-350/230 № 7	ПВ-350/230 № 6 ПВ-350/230 № 7
Вспомогательные масляные насосы	пусковой	ТНМ-6-20	КСМ-50×5	НШ-280-5	МТ-12-150	МТ-12-150	6Н-7×26	6Н-7×26
	аварийный	Р3-30	2К-6а	3К-9а	4НДв	4НДв	4НДв*	4НДв*

* В масляной системе имеется также резервный электронасос типа 4НДв с теми же характеристиками, что и аварийный насос.

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ КАЛУЖСКОГО ТУРБИННОГО ЗАВОДА

Типы турбин		Параметры свежего пара		Противодавление		Регулируемый отбор		Начальные расходы пара при режимах				Монтажные характеристики					
старое обозначение	новое обозначение	давление, атм	температура °С	Минимальное давление на выходе из регулирующей, атм	температура при номинальном давлении, °С	температура при номинальном давлении, °С	номинальный расход, т/ч	без отбора	с отбором	м/ч	кг/квт·ч	м/ч	Вес паротра, кг	Вес наиболее тяжелого узла турбины, т	Высота крюка крана над полом машинного зала, м	Вес кошелька обслуживания, кг	Высота фундамента, м
АПР-6-5 (15)	—	35	435	5 (4—7)	235	300	35,0	62,6	10,4	84,5	14,1	—	—	—	—	—	4
АПР-6-5 (10)	—	35	435	5 (4—7)	243	298	50,0	63,6	10,6	80,5	13,4	—	—	—	—	—	4
АПР-6-1 (10)	—	35	435	1,2 (0,7—2,5)	130	299	50,0	41,5	6,9	68,8	11,5	20,5	2600	7	4,5	29	4
АПР-6-1 (5)	—	35	435	1,2 (0,7—2,5)	130	237	40,0	41,5	6,9	55,2	9,2	20,5	2600	7	4,5	29	4
АР-6-11	—	35	435	11 (8—13)	301	—	—	93,5	15,55	—	—	17,5	1800	6	4	20	4
АР-6-10	Р-6-35/10	35	434	10 (8—13)	293	—	—	87,7	14,6	—	—	17,5	1800	6	4	20	4
АР-6-6	—	35	435	6 (4—7)	244	—	—	66,6	11,1	—	—	17,5	2150	5,6	4	19	4
АР-6-5	Р-6-35/5	35	435	5 (4—7)	226	—	—	60,0	10,0	—	—	17,5	2150	5,6	4	19	4
АР-6-3	Р-6-35/3	35	435	3 (2—4)	186	—	—	50,5	8,4	—	—	17,5	2150	5,6	4	19	4
АР-4-15	Р-4-35/15	35	435	15 (13—17)	338	—	—	85,4	21,35	—	—	15,4	1635	6	4	18,2	3
АР-4-11	—	35	435	11 (8—13)	306	—	—	65,0	16,25	—	—	15,2	1600	5	4	18	3
АР-4-6	—	35	435	6 (4—7)	247	—	—	44,8	11,2	—	—	15,0	2000	5,5	4	20	3
АР-2,5-15	Р-2,5-35/15	35	435	15 (13—17)	342	—	—	56,3	22,5	—	—	15,4	1600	6	4	18,2	3
АР-2,5-11	—	35	435	11 (8—13)	307	—	—	41,9	16,75	—	—	15,2	1600	5	4	18	3

Продолжение

Типы турбин		Параметры свежего пара		Противодавление		Регулируемый отбор		Начальные расходы пара при режимах				Монтажные характеристики					
старое обозначение	новое обозначение	давление, атм	температура °С	Минимальное давление на выходе из регулирующей, атм	температура при номинальном давлении, °С	температура при номинальном давлении, °С	номинальный расход, т/ч	без отбора	с отбором	м/ч	кг/квт·ч	м/ч	Вес паротра, кг	Вес наиболее тяжелого узла турбины, т	Высота крюка крана над полом машинного зала, м	Вес кошелька обслуживания, кг	Высота фундамента, м
АР-1,5-11	—	35	435	11 (8—13)	313	—	—	26,6	17,75	—	—	15,0	1635	5	4	17	3
АР-1,5-5	Р-1,5-35/5	35	435	5 (4—7)	250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
АР-1,5-3	Р-1,5-35/3	35	435	3 (2—4)	205	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ОР-2,5-6	—	15	350	6 (4—7)	256	—	—	63,0	25,2	—	—	15,4	1600	6	4	18,2	3
ОР-2,5-3	—	15	350	3 (2—4)	193	—	—	34,3	13,7	—	—	17,5	1900	5,3	4	19	4
ОР-1,5-6	—	15	350	6 (4—7)	260	—	—	35,2	23,4	—	—	14,0	1600	5,2	4	16,9	3
АР-6-3Б*	Р-6-35/3Б	35	435	3 (2—4)	186	—	—	50,5	8,4	—	—	13,6**	—	—	4,8	—	—
АР-6-5Б*	Р-6-35/5Б	35	435	5 (4—7)	226	—	—	60,0	10,0	—	—	14,5**	—	—	4,8	—	—
АР-6-10Б*	Р-6-35/10Б	35	435	10 (8—13)	293	—	—	87,7	14,6	—	—	15,0**	—	—	4,8	—	—
БР-12-31	Р-12-30/31	90	535	31 (29—33)	400	—	—	189,0	15,7	—	—	20,7	2300	2,3	4	21,8	6

* Поставляется в собранном виде (блоком); вес блока 50 т.

** Без масляной системы.

Примечание. П комплект входят турбина с оборудованием масляной системы, парохлапатели, воздушный фильтр, щиты приборов и сигнализации, трубопроводы с арматурой в пределах установки; турбоагрегаты АР-1,5-3 и АР-1,5-5 имеют, кроме того, редуктор числа оборотов.